

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Svislý pásový dopravník typu Flexowell
Vertical Belt Conveyor of Flexowell Type

Student: Bc. David Koza

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Hrabovský Leopold, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Koza**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**
Téma: **Svislý pásový dopravník typu Flexowell
Vertical Belt Conveyor of Flexowell Type**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete svislý pásový dopravník s dopravním pásem typu Flexowell pro zadané parametry. Vertikální vzdálenost koncových bubnů $H = 25$ m, horizontální vzdálenost koncových bubnů $L = 35$ m, dopravní rychlost $v = 1,2$ m/s, šířka dopravního pásu $B = 800$ mm, dopravovaný materiál suchý říční písek sypné hmotnosti $1800 \div 2100$ kg/m³.

Zpracujte rešerši na téma dopravní pásy a příčnými žebry.

Určete maximální hodinový dopravní výkon Q [t/h].

Proveďte výpočet výkonu a tahových sil pásového dopravníku dle platných norem, kontrolu tahových sil dopravního pásu graficko-početní metodou, kontrolu pohonu na rozběh, návrh a kontrolu brzdy, potřebné technologické a kapacitní výpočty.

Vypracujte konstrukční návrh sestavy PD, poháněcí stanice a vratné (napínací) stanice a dílenský (výrobní) výkres hřídele poháněcího bubnu.

Seznam doporučené odborné literatury:

Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001, str. 104, ISBN 80-248-0043-8.

Hrabovský, L.: Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, str. 110, ISBN 80-248-0524-3.

Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003, str. 109, ISBN 80-248-0493-X.

ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. ČNI, březen 1994.

ČSN 26 3102 Pásové dopravníky. Zásady výpočtu. 14.7.1988.

Platné technické normy z oblasti pásové dopravy, firemní katalogové listy.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20. 5. 2013

..... 

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a po slnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013



Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. David Koza

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Fryčovická 468

739 43 Staříč

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOZA, D. Svislý pásový dopravník typu Flexowell: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2013, 80 s, Vedoucí práce: doc. Ing. Hrabovský Leopold, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem svislého pásového dopravníku typu Flexowell. Sklon tratě pásového dopravníku je 90° , šířka pásu je 800 mm a rychlost pasu je 1,2 [m/s]. Horizontální vzdálenost koncových bubnů je 35 [m] a vertikální vzdálenost je 25 [m]. Dopravovaným materiálem je suchý říční písek, který je dopravován v horní jednoválečkové větvi. V úvodní části je vypracován přehled dopravních pásů s příčnými přepážkami. Druhá, výpočetní část, se zabývá výpočtem maximálního dopravovaného výkonu, výpočtem pásového dopravníku dle platných norem a dalšími potřebnými technologickými a kapacitními výpočty. Konstrukční návrh sestavy svislého pásového dopravníku, poháněcí a vratné stanice a výrobní výkres hřídele poháněcího bubnu je dokumentováno ve výkresové části diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOZA, D. Vertical Belt Conveyor of Flexowell Type: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institut of Transport, 2013, 80 p. Thesis head: doc. Ing. Hrabovský Leopold, Ph.D.

This master thesis deals with the proposal of a vertical belt conveyor of the type Flexowell. The belt conveyor line gradient is 90° , the belt width this 800 mm and the belt speed is 1,2 [m/s]. The horizontal distance of limit drums is 35 [m] and the vertical distance is 25 [m]. The conveyed material is dry river sand, which is transported in the upper single cylinder branch. At the beginning part of the thesis there is an overview of the belt conveyors with the transfer separations. The second, computing part of this thesis is concerned with the calculation of a maximum transported output, also with the calculation of the belt conveyor made in accordance with applicable standards and with of the necessary technological and capacity calculations. In the drawing part of this thesis there is documented the construction design of the belt conveyor set, the construction design of the driving and return stations and the production drawing of the shaft of a drive drum.

Obsah

1. Úvod.....	14
2. Dopravní pásy tvořící oporu dopravovanému materiálu	15
2.1. Dopravní pásy s příčnými přepážkami.....	15
2.2 Dopravní pásy s příčnými přepážkami a bočními okraji.....	20
3. Určení max. hodinového dopravního výkonu.....	26
3.1. Volba základních parametrů dopravníku	26
3.1.1. Určení minimální využití ložné šířky dopravního pásu:	26
3.1.2. Určení minimální rozteče příčných přepážek:	27
3.1.3. Určení minimální výšky příčné přepážky:	27
3.2. Volba tvaru příčné přepážky	28
3.2.1. Objemy jednotlivých typů přepážek	28
3.2.2. Výpočet hmotnosti přepážek na 1 metru délky pásu:	30
3.3. Volba bočních vlnitých okrajů	31
3.4. Určení dopravního výkonu.....	32
4. Výpočet svislého pásového dopravníku Flexowell dle ČSN ISO 5048	32
4.1. Výpočet měrné hmotnosti dopravovaného materiálu.....	32
4.2. Volba dopravního pásu.....	32
4.2.1. Celková měrná hmotnost pásu:	33
4.3. Volba válečků horní větve.....	33
4.3.1. Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve – úsek 1	34
4.3.2. Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve – úsek 2	34
4.4. Volba válečku dolní větve.....	35
4.4.1. Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve – úsek 1	35
4.4.2. Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve – úsek 2	36
4.5. Celková hmotnost rotujících částí válečků – úsek 1	36
4.6. Celková hmotnost rotujících částí válečků – úsek 2	36

4.7. Výpočet obvodové síly na poháněcím bubnu	36
4.8. Potřebný příkon pohonu pásového dopravníku.....	42
4.9. Volba poháněcí stanice.....	42
4.9.1. Volba Elektromotoru.....	44
4.9.2. Volba bubnu	44
4.9.3. Volba převodovky	45
4.10. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh.....	46
4.11. Kontrola dopravovaného množství	48
4.11.1. Skutečná rychlost dopravníku	48
4.11.2. Skutečné dopravované množství.....	48
4.12. Kontrola brzdy.....	48
4.13. Volba brzdy	49
4.14. Skutečná doba brzdění	50
4.15. Tahy v dopravním páse F_0 a F_N	50
4.16. Velikost napínací síly	51
4.17. Skutečné tahy v dopravním páse F_{0s} , F_{ns}	51
4.18. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem.....	52
4.19. Kontrola dopravního pásu	52
4.20. Návrh spojovacího hřídelového pera.....	52
4.21. Návrh a kontrola ložisek	55
4.21.1. Kontrola statické únosnosti ložiska.....	55
4.21.2. Kontrola dynamické únosnosti ložiska	56
5. Výpočet tahů v páse graficko – početní metodou	57
5.1. Obvodová síla.....	60
5.2. Potřebný příkon pohonu	60
5.3. Přenos tažných sil třením	60
5.4. Dovolený průvěs horní větve	61
5.5. Dovolený průvěs dolní větve.....	61

5.6. Přepočet tahů	61
5.7. Grafické znázornění tahů v pásu dopravníku	62
6. Napínání pásového dopravníku	62
6.1. Volba napínacího zařízení	63
6.1.1. Návrh velikosti napínacího šroubu	63
6.1.2. Potřebný zdvih napínacího zařízení	64
7. Minimální průměry hřídelů všech bubnů dopravníku	65
7.1. Průměr hřídele hnacího bubnu:	65
7.2. Průměr hřídele převáděcího bubnu 1:	66
7.3. Průměr hřídele převáděcího bubnu 2:	66
7.4. Průměr hřídele vratného bubnu:	67
7.5. Průměr hřídele převáděcího bubnu 3:	67
8. Návrh přechodového oblouku	68
9. Volba zásobníku a jeho uzávěru	71
9.1. Zásobník	71
9.2. Uzávěr	72
10. Volba čističe dopravního pásu	75
11. Závěr	76
12. Seznam použité literatury	78
13. Seznam příloh	80

Seznam použitých značek a symbolů

B	šířka dopravního pásu	[m]
B _L	šířka ložiska	[mm]
C	základní dynamická únosnost	[N]
C ₀	statická únosnost ložiska	[N]
D _b	průměr bubnu	[m]
D _v	průměr válečku	[m]
E	modul pružnosti	[N/m]
F	obvodová síla - graficko početní metoda	[N]
F ₁	síla na jednom válečku	[N]
F ₂	síla zatěžující těsné pero	[N]
F _{amax}	maximální přípustné axiální zatížení ložiska	[N]
F _{bA}	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F _{dov}	dovolená síla v pásu	[N]
F _H	síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku	[N]
F _I	odpor ohybu pásu na bubnech	[N]
F _{max}	maximální obvodová síla	[N]
F _N	vedlejší odpory	[N]
F _n	nabíhající síla	[N]
F _{NS}	skutečná nabíhající síla	[N]
F _O	odbíhající síla	[N]
F _{OS}	skutečná odbíhající síla	[N]
F _{pt}	průměrný tah v pásu na bubnu	[N]
F _r	radiální zatížení ložiska	[N]
F _S	střižná síla	[N]
F _{St}	síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F _t	odpor v ložiskách bubnu	[N]
F _T	vektorový součet tahů v pásu	[N]
F _U	obvodová síla	[N]
F _Z	napínací síla	[N]
H	vertikální vzdálenost koncových bubnů	[m]
J _B	moment setrvačnosti bubnu	[kg/m ²]
J _M	moment setrvačnosti motoru	[kg/m ²]
L	horizontální vzdálenost koncových bubnů	[m]
L _{10h}	základní životnost ložiska	[hod]
L _{obl}	délka oblouku	[mm]
M _B	brzdny moment brzdy	[Nm]
M _{B1}	brzdny moment potřebný k zastavení dopravníku	[Nm]

M_{B2}	brzdňý moment potřebný k udržení dopravníku v klidu	[Nm]
M_{DM}	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot	[Nm]
M_{dp}	dynamická moment posuvných hmot	[Nm]
M_{dr}	dynamický moment rotačních hmot	[Nm]
M_k	krouťící moment	[Nm]
M_R	rozběhový moment	[Nm]
M_{RM}	rozběhový moment motoru	[Nm]
M_{ST}	statický moment redukovaný na hřídel motoru	[Nm]
P	provozní výkon pohonu	[kW]
P_0	ekvivalentní statické zatížení	[N]
Q	dopravní výkon	[t/h]
Q_{sk}	skutečné dopravované množství	[t/h]
Q_v	objemový dopravní výkon	[m ³ /s]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
T	tah v pásu	[N]
T_{max}	maximální tah v pásu	[N]
T_{minh}	minimální dovolený tah horní větve	[N]
T_{mins}	minimální dovolený tah dolní větve	[N]
U	velikost zatěžovací plochy	[Nm]
U_k	velikost klidové zatěžovací plochy	[Nm]
V	objem přepážky	[m ³]
V_{dop}	dopravní objem podavače	[dm ³]
V_{p1}	dopravní výkon podavače za 1 sekundu	[dm ³]
$V_{př1}$	skutečný dopravní objem přepážky	[dm ³]
W_k	modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
Y_0	součinitel statického axiálního zatížení	[-]
Y_2	součinitel dynamického axiálního zatížení	[-]
a	šířka přepážky	[mm]
a_{max}	zrnitost dopravovaného materiálu	[mm]
b	výška neskloněné přepážky	[mm]
b_p	šířka těsného pera	[mm]
c_w	rozteč přepážek	[mm]
c_{wmin}	minimální rozteč přepážek	[mm]
d	průměr hřídele bubnu	[m]
d_3	malý průměr závitu	[mm]
d_L	průměr díry ložiska	[mm]
d_{Omin}	minimální průměr výpustného otvoru	[mm]
f	globální součinitel tření	[-]

g	tíhové zrychlení	$[\text{m/s}^2]$
h	výška přepážky	$[\text{mm}]$
h_O	charakteristická výška materiálu	$[\text{m}]$
h_p	výška těsného pera	$[\text{mm}]$
c_{hmin}	minimální výška přepážky	$[\text{mm}]$
i_p	vypočtený převodový poměr pohonu	$[-]$
i_{ps}	skutečný převodový poměr pohonu	$[-]$
k_B	součinitel bezpečnosti brzdy	$[-]$
k_C	koeficient provozní bezpečnosti	$[-]$
k_S	součinitel bezpečnosti	$[-]$
k_{sp}	statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu	$[-]$
$k_{S\check{S}}$	bezpečnost šroubu	$[-]$
k_ϕ	součinitel plnění	$[-]$
l	délka těsného pera	$[\text{mm}]$
l'	vypočtená délka těsného pera	$[\text{mm}]$
l_{obl}	délka části oblouku	$[\text{mm}]$
m_{h1}	rotační hmotnost válečku nosné větve úseku 1	$[\text{kg}]$
m_{h2}	rotační hmotnost válečku nosné větve úseku 2	$[\text{kg}]$
m_P	měrná hmotnost pásu	$[\text{kg/m}]$
m_{PC}	celková měrná hmotnost pásu	$[\text{kg/m}]$
m_q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	$[\text{kg/m}]$
m_{rvhs}	měrná hmotnost rotujících částí válečků nosné větve úseku 2	$[\text{kg/m}]$
m_{rvhv}	měrná hmotnost rotujících částí válečků nosné větve úseku 1	$[\text{kg/m}]$
m_{rvss}	měrná hmotnost rotujících částí válečků vratné větve úseku 2	$[\text{kg/m}]$
m_{rvsv}	měrná hmotnost rotujících částí válečků vratné větve úseku 1	$[\text{kg/m}]$
m_{s1}	rotační hmotnost válečku vratné větve úseku 1	$[\text{kg}]$
m_{s2}	rotační hmotnost válečku vratné větve úseku 2	$[\text{kg}]$
m_U	hmotnost přepážek na jednom metru pásu	$[\text{kg}]$
m_{U1}	hmotnost zvolené přepážky	$[\text{kg}]$
m_v	hmotnost bočního vlnovce	$[\text{kg/m}]$
m_{vs}	celková rotujících částí válečků úseku 2	$[\text{kg/m}]$
m_{vv}	celková rotujících částí válečků úseku 1	$[\text{kg/m}]$
n	otáčky podavače	$[\text{s}^{-1}]$
n_B	otáčky bubnu	$[\text{min}^{-1}]$
n_b	počet brzd	$[-]$

n_e	počet elektromotoru	[-]
n_{h1}	počet válečku nosné větve úseku 1	[-]
n_{h2}	počet válečku nosné větve úseku 2	[-]
n_M	otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$
n_{s1}	počet válečku vratné větve úseku 1	[-]
n_{s2}	počet válečku vratné větve úseku 2	[-]
n_U	počet přepážek na jednom metru pásu	[-]
n_v	otáčky válečku	$[\text{min}^{-1}]$
n_w	ložná šířka pásu	[mm]
n_{wmin}	minimální ložná šířka pásu	[mm]
p_p	měrný tlak	[MPa]
p	exponent Wöhlerovy křivky	[-]
p_D	dovolený měrný tlak	[MPa]
p_{D2}	dovolený měrný tlak na pero	[MPa]
q_1	spojité zatížení na jednom válečku	[N/m]
q_C	spojité zatížení oblouku	[N/m]
r	poloměr oblouku	[m]
s_0	součinitel statické únosnosti	[-]
t_1	výška pera v náboji	[mm]
t_{1s}	rozteč válečků nosné větve úseku 2	[m]
t_{1v}	rozteč válečků nosné větve úseku 1	[m]
t_{2s}	rozteč válečků vratné větve úseku 2	[m]
t_{2v}	rozteč válečků vratné větve úseku 1	[m]
t_b	doba brzdění dopravníku	[s]
t_{bs}	skutečná doba brzdění	[s]
t_p	tloušťka pásu	[m]
t_r	doba rozběhu	[s]
v	rychlost dopravního pásu	[m/s]
v_0	složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu	[m/s]
v_r	rozdíl skutečné a zadané rychlosti	[m/s]
v_{sk}	skutečná rychlost dopravního pásu	[m/s]
x	počet válečku v oblouku	[-]
y_{max}	dovolený relativní průvěs dopravního pásu	[mm]
α	sklon přepážky vůči dopravnímu pásu	[°]
α_1	úhel sklonu přepážky	[°]

α_G	úhel opásání	[°]
β	součinitel zohledňující ostatní momenty setrvačnosti pohonu	[-]
Δs_D	zdvih napínacího zařízení	[m]
ε	úhel sklonu dopravníku	[°]
η	účinnost poháněcí stanice	[-]
η_{\max}	maximální účinnost pohonu	[-]
μ	součinitel tření mezi pásem a bubnem	[-]
ρ_s	sypná hmotnost materiálu	[kg/m ³]
σ_{dov}	dovolené napětí v pásu	[MPa]
τ_D	dovolené napětí v tahu	[MPa]
τ_{DS}	dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
τ_O	počáteční soudržné napětí	[Pa]
τ_s	napětí ve stříhu	[MPa]
Υ_s	sypná tíha materiálu	[N/m ³]
φ	úhel vnitřního tření materiálu	[°]
Ψ_D	dynamický sypný úhel materiálu	[°]
ω_M	úhlová rychlost	[rad]

1. Úvod

Doprava a manipulace jak sypkého tak i kusového materiálu, je v dnešní době neodmyslitelnou součástí všech průmyslových odvětví. Doprava materiálu v průmyslových podnicích může být zajišťována mnoha různými dopravními zařízeními. Na tyto zařízení jsou kladena stále vyšší nároky z mnoha různých hledisek. Mezi tyto hlediska patří například ekonomické, konstrukční, technologické ale také ekologické. Mezi hlavní hlediska patří zajistit dopravní zařízení tak, aby dopravovaný materiál neměl vliv na okolní prostředí, ale také aby okolní prostředí neovlivňovalo dopravovaný materiál. Při dopravě materiálu zaujímá nemalé procento doprava pásovými dopravníky.

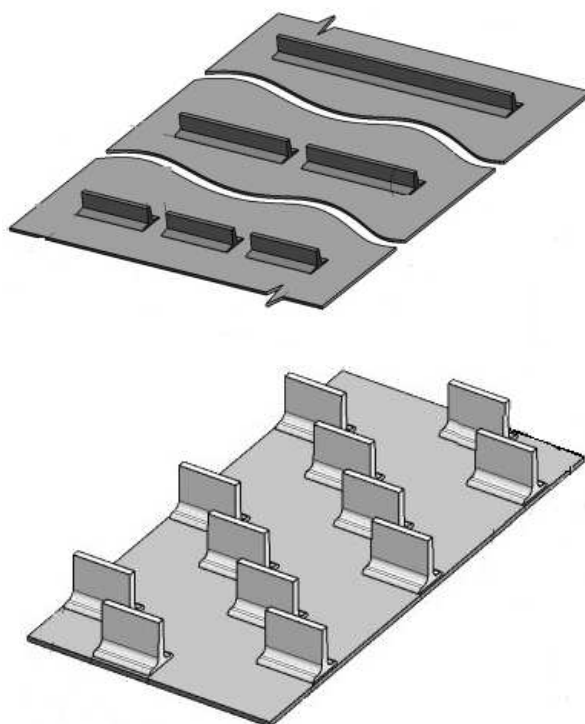
Tato diplomová práce se bude zabývat dopravou suchého říčního písku ze zásobníku do výrobní haly. Dopravní trasa je realizována jak v horizontálním tak i vertikálním směru. Dopravu sypkých materiálu ve vertikálním směru je možno zajistit více způsoby například korečkové elevátory, dopravník Schrage, speciální pásové dopravníky atd. V tomto případě je doprava realizována pásovým dopravníkem, jehož pás má příčné přepážky a po stranách pásu jsou zvlněné boční okraje. Tyto pásové dopravníky se využívají pro dopravu sypkých materiálu s úhlem sklonu dopravníku až do 90°.

První, textová část se zabývá teorií o dopravních pásích s příčnými žebry. V této části se dozvíme, z jakého materiálu jsou tyto pásy, tvary příčných přepážek atd. Druhá část je věnována výpočtu dopravního výkonu, výpočtu pásového dopravníku dle norem ČSN ISO 5048 a ČSN 26 3102 a dalšími potřebnými technologickými a kapacitními výpočty. Závěrečná část obsahuje sestavný výkres svislého pásového dopravníku včetně sestav poháněcí a vratné, napínací stanice.

2. Dopravní pásy tvořící oporu dopravovanému materiálu

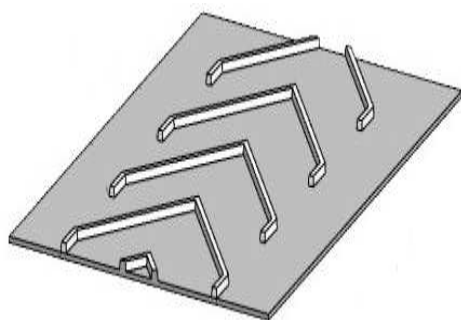
2.1. Dopravní pásy s příčnými přepážkami

Příčné přepážky na dopravním pásu vytvářejí oporu dopravovanému materiálu, proto je možno těmito dopravními pásy dopravovat materiál pod úhlem sklonu dopravníku až do 70 [°]. Příčné přepážky jsou osazeny s určitou roztečí po celé délce dopravního pásu. Dpravovat je možno jak sypké tak i kusové materiály.

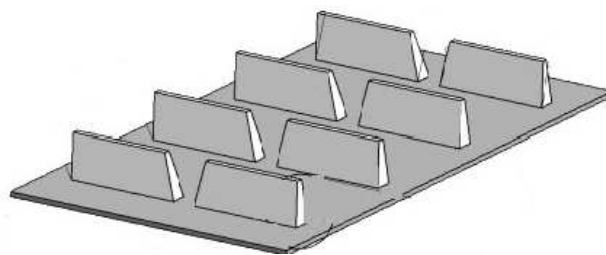


Obr. 2.1 – Příklady konstrukce dopravního pásu s přepážkami, [9]

Při srovnání dopravních pásu s příčnými přepážkami a dopravních pásu s výstupky je vidět, že přepážky jsou daleko vyšší než pásy s výstupky. Výška příčných přepážek je závislá na zvoleném typu podpěrných válečkových stolic, šířce dopravního pásu a na fyzikálně - mechanických vlastnostech dopravovaných materiálů. Podle těchto zvolených kritérií se volí výška přepážek, která se pohybuje od 50 [mm] do 300 [mm].



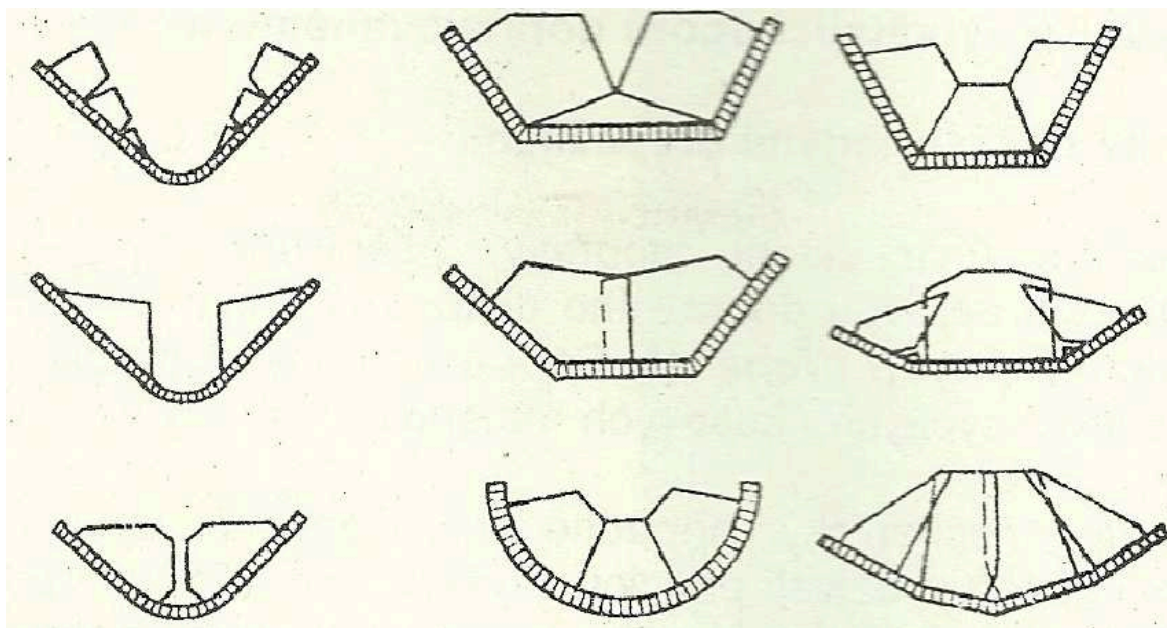
a) Dopravní pás s výstupky



b) Dopravní pás s přepážkami

Obr. 2.2 – Srovnání dopravních pásů, [9]

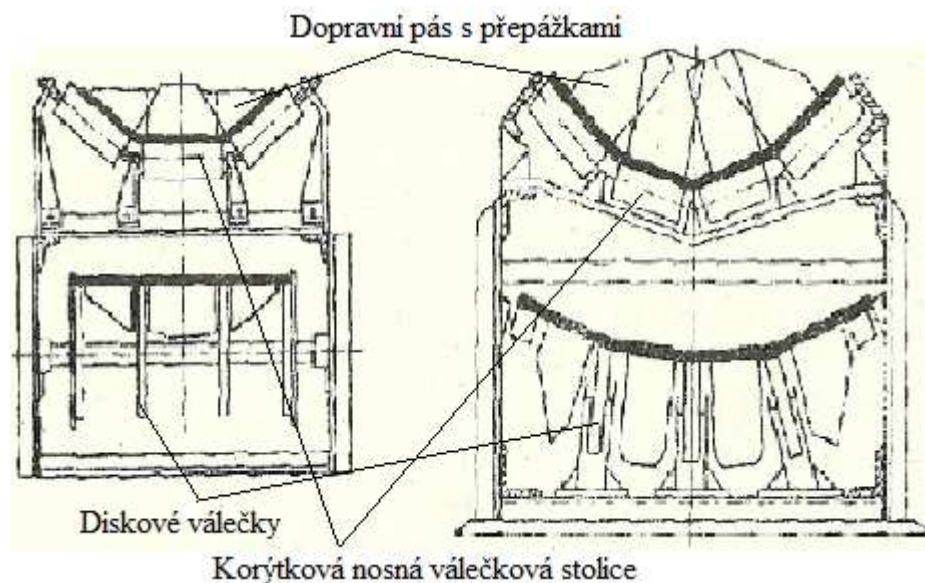
Rozteč jednotlivých přepážek se volí v rozmezí od 200 [mm] do 600 [mm]. Tato rozteč na přímé podpěrné stoličce se volí na základě zrnitosti dopravovaného materiálu a na využití ložné šířce. U dopravních pásů s přepážkami je možno dopravovat sypký materiál o maximální velikosti zrna do 30 [mm] a úhel sklonu dopravníku maximálně do 70 [°].



Obr. 2.3 – Tvary a konstrukce příčných přepážek, [1]

Některé konstrukce příčných přepážek mají upravené výšky jednotlivých částí přepážek a to z toho důvodu, aby se zamezilo přesypávání dopravovaného materiálu působením třecích sil vrstev o zdánlivě nepohybujících se sousedních vrstvách. Úpravy výšky se nejčastěji dělají u střední části přepážek, které bývají menší, než krajní části přepážky. Tyto typy přepážek se využívají u dopravníku, které jsou řešeny korýtkovou

dvouválečkovou nosnou stolicí. Ve vratné větvi jsou tyto dopravníky vybaveny speciálními podpěrnými válečky, které jsou ve tvaru úzkých disků.



Obr. 2.4 – Příčný řez dopravníku s příčnými přepážkami, [1]

Dopravníky řešené přímou válečkovou stolicí mají v současné době nejčastěji dopravní pásy, které jsou osazeny některým ze tří typů příčných přepážek (obr. 2.5). Tyto typy přepážek mohou být buďto kolmé k ose dopravního pásu nebo mohou být skloněné pod určitým úhlem. Přepážkami skloněnými pod daným úhlem k ose dopravního pásu je možno dopravovat větší objemové množství materiálu než u pásů s kolmými přepážkami se stejnými parametry pásových dopravníků.

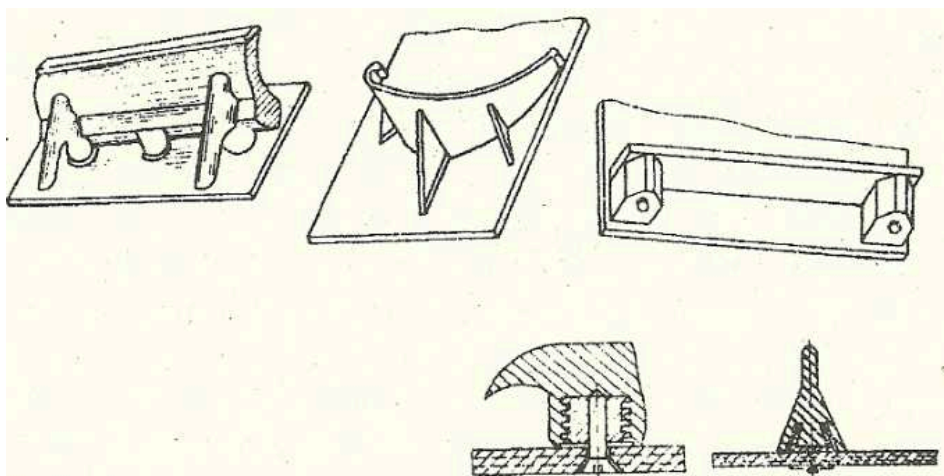


Obr. 2.5 – Provedení příčných přepážek, [10]

Příčné přepážky mohou být vyrobeny z PVC, pryže nebo oceli. Tyto materiály jsou vysoce odolné proti opotřebení. K dopravnímu pásu mohou být připevněny několika způsoby:

- vulkanizací
- lepením
- mechanicky

Příčné přepážky nemusí být vždy uchyceny natrvalo, ale je možno tyto přepážky z dopravního pásu sundat. Toto řešení je možno použít u sériově vyráběných pásových dopravníků.



Obr. 2.6 – Snímatelné příčné přepážky, [1]

Výhody snímatelných přepážek:

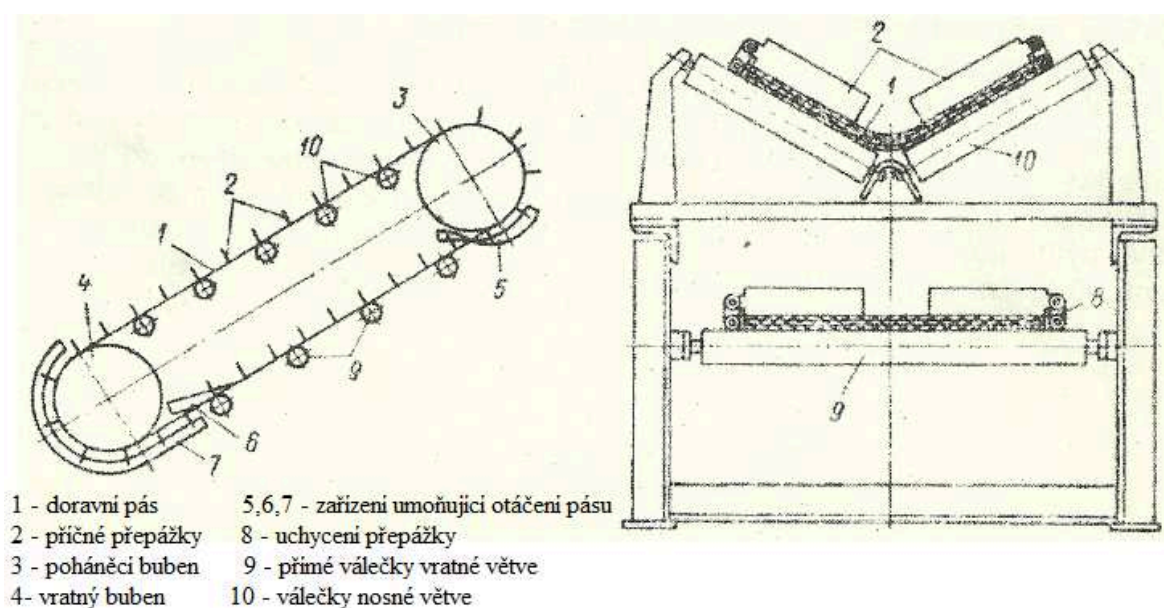
- výměna opotřeбенých, poškozených přepážek
- odstranění přepážek z dopravního pásu
- konstrukčně jednoduché připevnění přepážek k pásu
- změna rozteče přepážek dle potřeby
- úhel sklonu dopravy
- využitá ložná šířka pásu. [1]

Nevýhody:

- obtížnost vedení dopravního pásu v korýtkové nosné stoličce
- oslabení dopravních pásů způsobené mechanickými spojovacími částmi
- rozrušení nosné kostry dopravního pásu. [1]

Snímatelné přepážky mohou být pryžové, plastové nebo ocelové. Tvary těchto přepážek se nejčastěji vyskytují přímé, šípové nebo konické konstrukce. Přepážky mohou být uchyceny k dopravnímu pásu pomocí šroubů nebo nýtů.

U dopravních pásů s příčnými přepážkami je složité jejich čištění. Klasické metody čištění hladkých dopravních pásů není možno u těchto typu pásu využít. K čištění se využívá speciálních vibračních, hydraulických nebo pneumatických čističů pásu.



Obr. 2.7 – Strmý pásový dopravník s příčnými přepážkami, [1]

Speciální strmé pásové dopravníky s příčnými přepážkami mají široké využití v různých průmyslových odvětvích i přes některé nedostatky. K těmto nedostatkům patří například:

- složitost výroby těchto dopravních pásů, to má vliv na cenu
- obtížnost čištění nalepených částic materiálu
- možno využití jen u jednobubnových poháněcích stanic
- složitost konstrukce podpěrných válečků vratné větve dopravníku
- nemožnost výměny poškozených navulkanizovaných přepážek
- vznik doplňkových pnutí. [1]

2.2 Dopravní pásy s příčnými přepážkami a bočními okraji

Dopravníky s dopravními pásy s příčnými přepážkami a bočními zvlněnými okraji je možno využít u dopravy sypkého materiálu při sklonu dopravní trasy až do 90 [°].

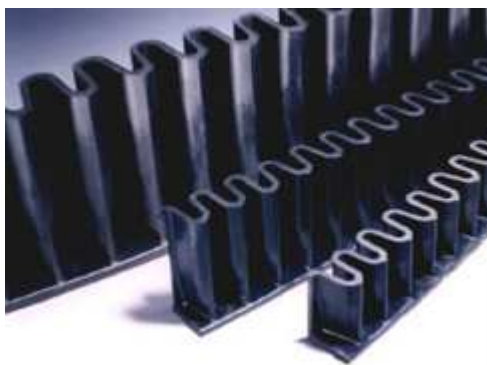
Rozdělení dle provedení bočních okrajů:

- a) vlnité
- b) přímé
- c) složené z jednotlivých sekcí
- d) oddělitelné od vlastního pásu
- e) tvořené okraji týchž pásů pomocí vertikálních válečků. [1]



Obr. 2.8 – Pásový dopravník s příčnými přepážkami a bočními zvlněnými okraji, [11]

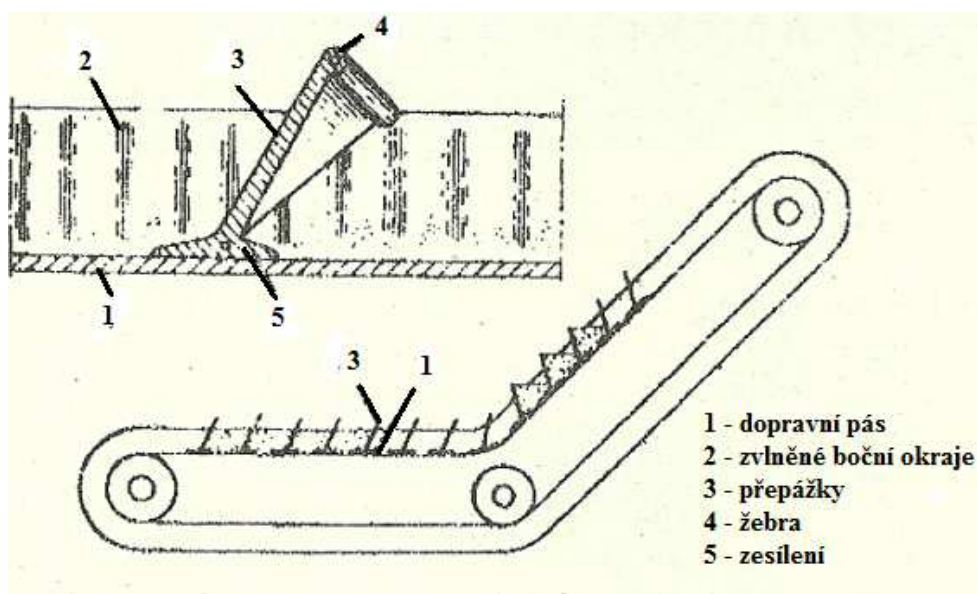
Na dopravním páse s příčnými přepážkami jsou na bocích zvlněné okraje, které jsou vyrobeny z pryže vysoké pevnosti. Tyto boční vlnovce jsou přizpůsobeny k mnohonásobným ohybům přes bubny pásových dopravníků. Boční vlnovce slouží k zamezení přesypávání sypkého materiálu. Výška vlnovců se volí od 50 [mm] až do 400 [mm]. Šířka dopravního pásu se volí od 200 [mm] do 1400 [mm].



Obr. 2.9 – Boční zvlněné okraje, [10]

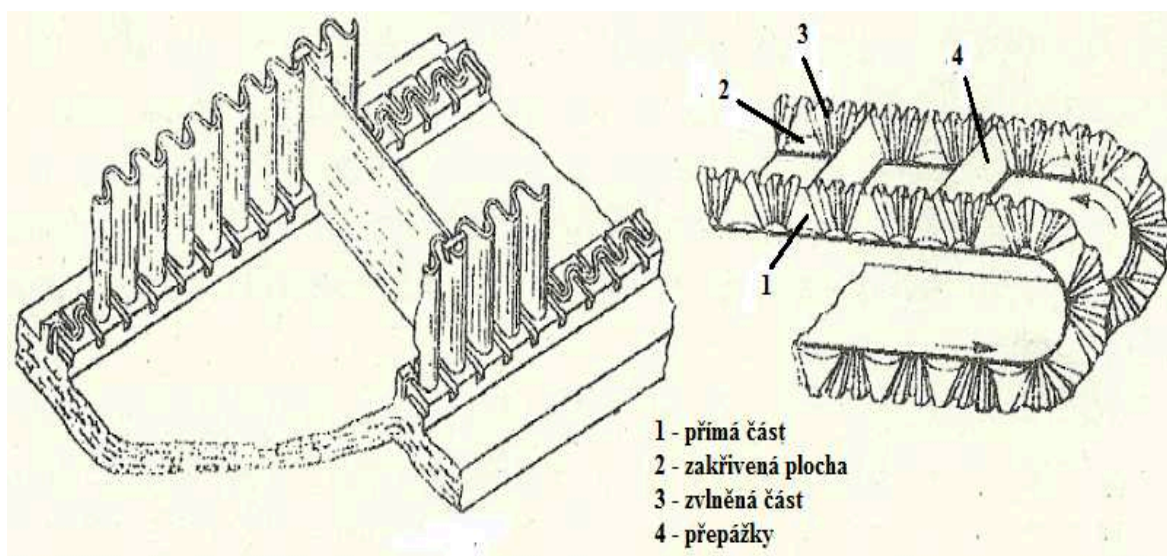
Dopravní pásy s přímými bočními okraji mají pro snížení ohybové tuhosti vytvořeny otvory v těchto přímých bočních okrajích. Jako nejvhodnější z typu bočních okrajů při průchodu dopravního pásu přes bubny jsou zvlněné boční okraje. Tyto zvlněné boční okraje snižují ohybové napětí pryžového dopravního pásu při ohybu přes bubny. Zvlněné boční okraje jsou k pryžovému dopravnímu pásu upevněny vulkanizací za studena, čímž získáváme pevně a spolehlivé spojení. Ostatní typy bočních okrajů jsou méně praktické, využívají se jen minimálně.

Dopravní pásy s příčnými přepážkami a bočními okraji jsou ekonomicky výhodné, i přestože se při výrobě těchto pásů setkáváme s řadou obtíží, nákladností výroby bočních okrajů a také potřeby přesnému upevnění příčných přepážek a bočních okrajů.



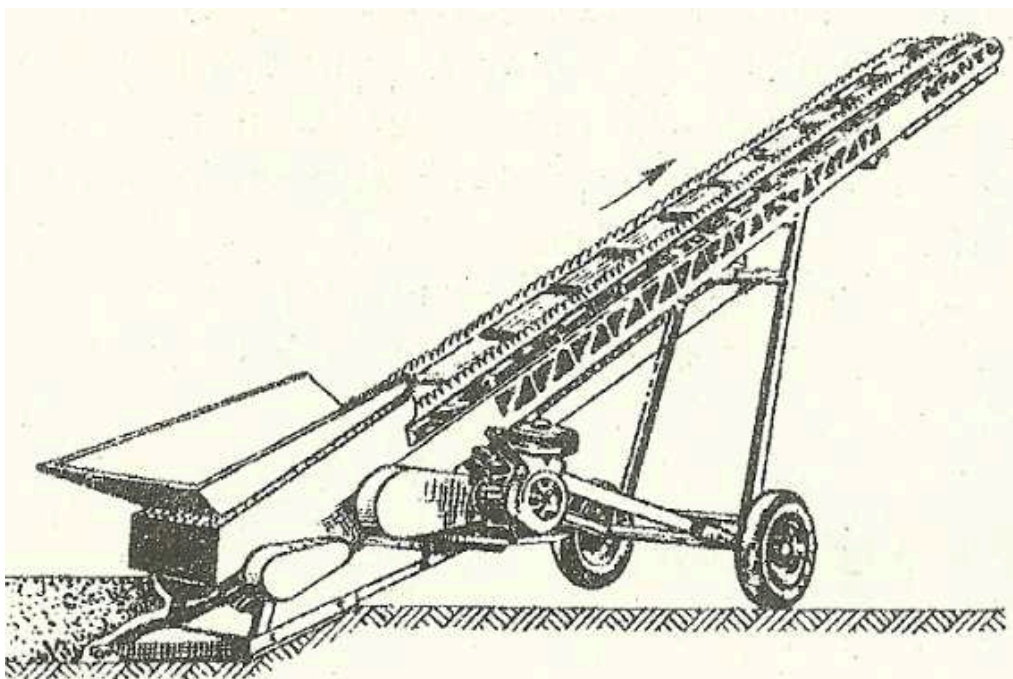
Obr. 2.10 – Podélný průřez strmého pásového dopravníku, [1]

Na obr. 2.10 je strmý pásový dopravník s bočními zvlněnými okraji a příčnými přepážkami, které jsou skloněny pod daným úhlem k dopravnímu pásu ve směru jeho pohybu. Příčná přepážka je opatřena v horní části žebry a v dolní části zesílením. Žebro má podélný kanálek, v kterém se nachází zakřivená kovová výztuž, ta vytváří horní oporu, která je skloněna pod daným úhlem. Průřez přepážky je libovolně nastavitelný, jeho nastavení závisí na sklonu dopravníku. Boční zvlněné okraje jsou přibližně stejně vysoké jako příčné přepážky.



Obr. 2.11 – Dopravní pás se snímatelnými přepážkami a bočními okraji, [1]

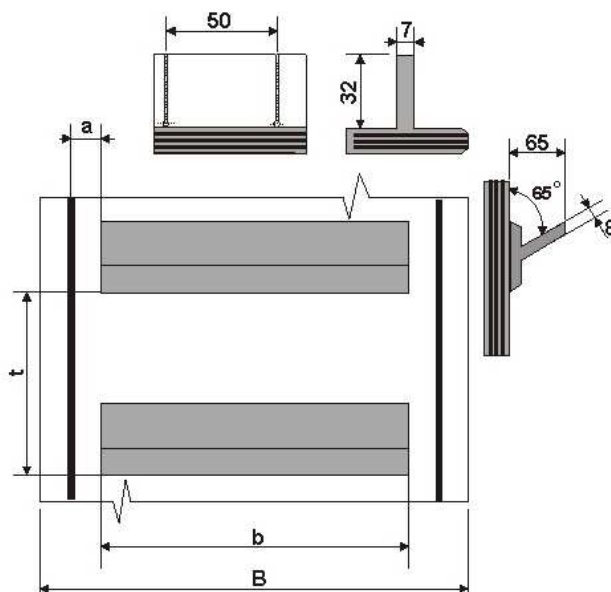
Na obr. 2.11 je konstrukční provedení dopravního pásu se snímatelnými bočními okraji a snímatelnými příčnými přepážkami. Boční snímatelné okraje jsou tvořeny zvlněnými částmi, které jsou kombinovány s mnoha přímými částmi. U přímých částí je jejich vnější plocha tvořena zakřivenou plochou. Takto upravený dopravní pás umožňuje snadný přechod přes bubny pásového dopravníku. Přepážky tvoří oporu dopravovanému sypkému materiálu. Tímto dopravním pásem je možno dopravovat sypký materiál pod úhlem sklonu dopravní trasy až 90 [°].



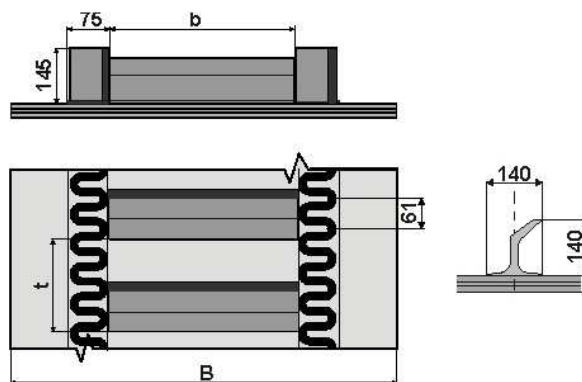
Obr. 2.12 – Mobilní pásový dopravník s bočními zvlněnými okraji a přepážkami, [1]

Dopravní pásy se zvlněnými bočními okraji a přepážkami jsou využívány u přesuvných, mobilních pásových dopravníků, které mají široké využití.

Parametry dopravních pásů s bočními zvlněnými okraji a přepážkami, množství a typ přepážek a tloušťka nosné vrstvy pásu, se navrhují v závislosti na charakteristických vlastnostech dopravovaného materiálu.

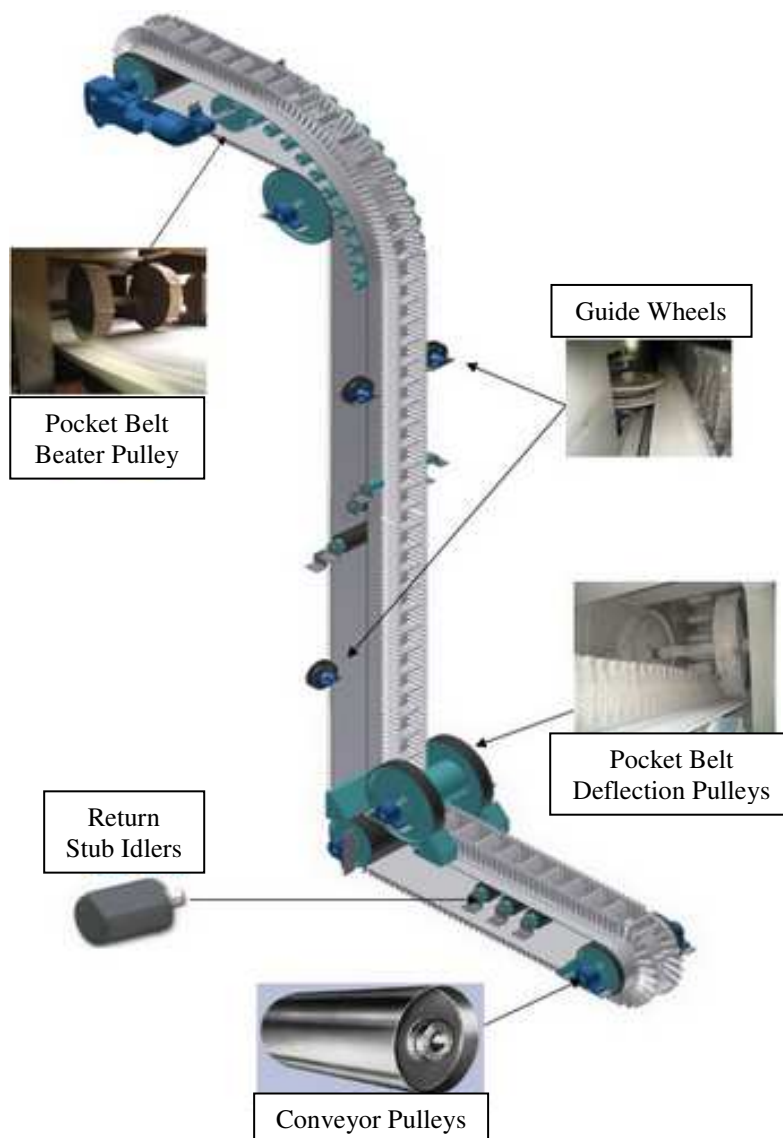


Obr. 2.13 - Dopravní pás s přepážkami a přímými bočními okraji, [9]



Obr. 2.14 - Dopravní pás s přepážkami a zvlněnými bočními okraji, [9]

Pásový dopravník, u něhož je použitý dopravní pás s příčnými přepážkami a zvlněnými bočními okraji je dopravník typu Flexowell. První zmínka o tomto typu pásového dopravníku je koncem 70. let 19. století. Dopravník typu Flexowell vznikl ve firmě Scholtz.



Obr. 2.15 – Konstrukce pásového dopravníku typu Flexowell, [17]

Dopravník typu Flexowell je založen na speciálním dopravním pásu, který je opatřen příčnými přepážkami a bočními zvlněnými okraji. Přepážky a boční okraje jsou navulkanizovány na klasický hladký pryžový dopravní pás. U větších konstrukcí mohou být mechanicky uchyceny. Přepážky mohou být kolmé nebo skloněné pod daným úhlem k podélné ose dopravního pásu. Tvar bočních okrajů je volen jako zvlněný profil z důvodu snadného přechodu přes bubny pásového dopravníku. Dopravníky dopravují sypký, suchý, nelepivý materiál. Dopravní výška může dosahovat až 500 [m]. Dopravní výkon může být až 5000 [m³/h], šířka dopravního pásu až 2400 [mm] a rychlost dopravníku až 6 [m/s].



Obr. 2.16 – Pásový dopravník typu Flexowell, [16]

3. Určení max. hodinového dopravního výkonu

Zadané parametry:

Vertikální vzdálenost koncových bubnů $H = 25 \text{ m}$

Horizontální vzdálenost koncových bubnů $L = 35 \text{ m}$

Rychlost dopravního pásu $v = 1,2 \text{ m.s}^{-1}$

Šířka dopravního pásu $B = 800 \text{ mm}$

Sypná hmotnost dopravovaného materiálu $\rho_s = 1800 \div 2100 \text{ kg/m}^3$

3.1. Volba základních parametrů dopravníku

3.1.1. Určení minimální využití ložné šířky dopravního pásu:

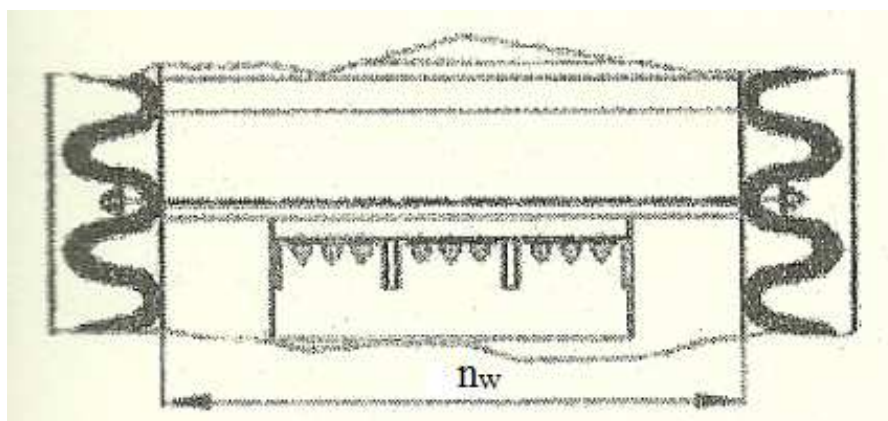
Maximální zrnitost dopravovaného materiálu $a_{max} = 30 \text{ mm}$. [8]

$$n_{w \min} \approx 2,1 \cdot a_{\max} \quad (3.1)$$

$$n_{w \min} = 2,1 \cdot 30$$

$$n_{w \min} = 63 \text{ mm}$$

Zvolena ložná šířka dopravního pásu $n_w = 450 \text{ mm}$



Obr. 3.1 – Minimální ložná šířka dopravního pásu, [1]

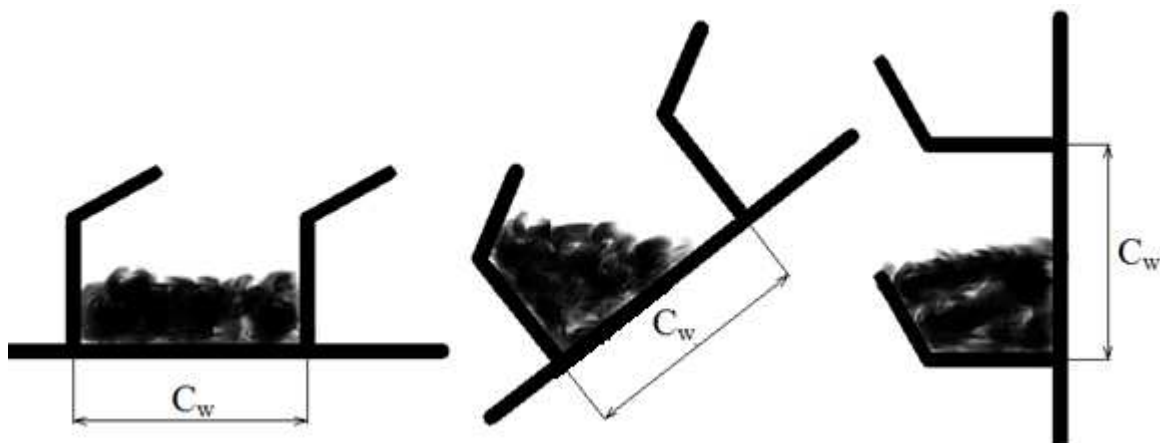
3.1.2. Určení minimální rozteče příčných přepážek:

$$c_{w \min} = 1,5 \cdot a_{\max} \quad (3.2)$$

$$c_{w \min} = 1,5 \cdot 30$$

$$\underline{\underline{c_{w \min} = 45 \text{ mm}}}$$

Rozteč příčných přepážek byla zvolena $c_w = 200 \text{ mm}$.



Obr. 3.2 – Rozteč příčných přepážek, [1]

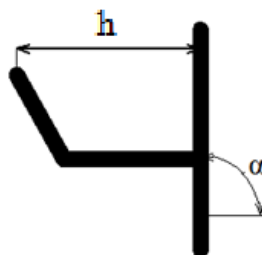
3.1.3. Určení minimální výšky příčné přepážky:

$$c_{h \min} = a_{\max} \cdot \left(\frac{\alpha}{100} + 0,5 \right) \quad (3.3)$$

$$c_{h \min} = 30 \cdot \left(\frac{90}{100} + 0,5 \right)$$

$$c_{h \min} = 42 \text{ mm}$$

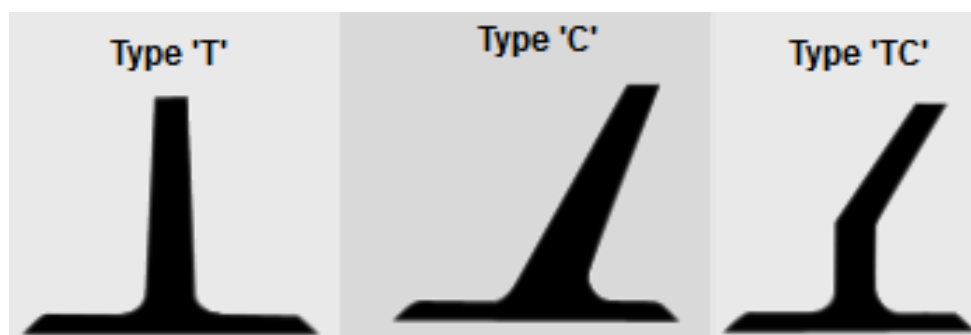
Zvolena výška přepážky $h = 140 \text{ mm}$



Obr. 3.3 – Výška příčné přepážky, [1]

3.2. Volba tvaru příčné přepážky

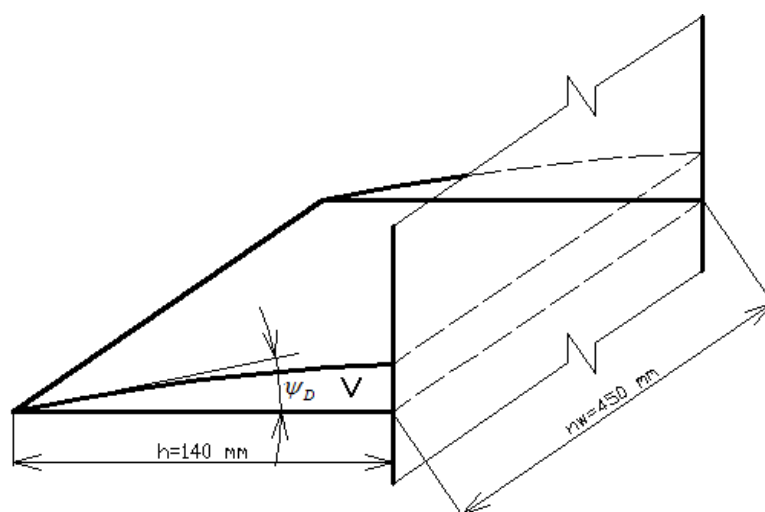
Příčné přepážky mohou být různých tvaru. Základní tvary jsou znázorněny na obr. 3.4.



Obr. 3.4 – Tvary příčných přepážek, [10]

3.2.1. Objemy jednotlivých typů přepážek

Objem přepážky typu 'T'



Obr. 3.5 – Rozměry přepážky 'T'

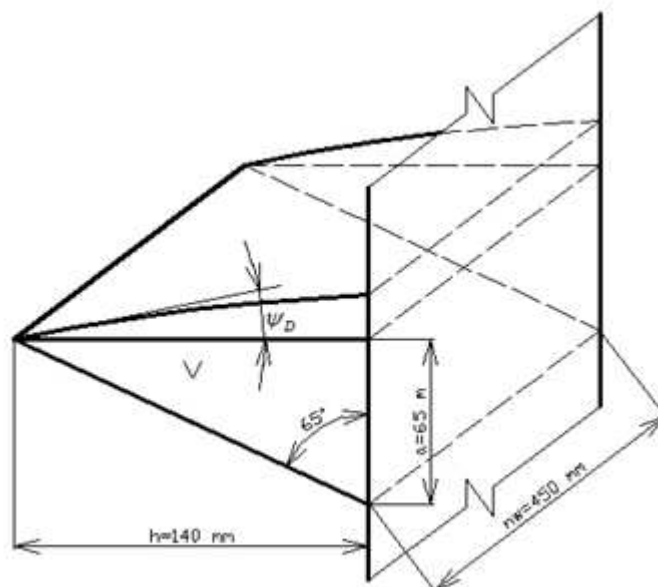
ψ_D – dynamický sypný úhel říčního písku, $\psi_D = 13^\circ$, [2]

$$V = \frac{1}{2} \cdot h^2 \cdot n_w \cdot \operatorname{tg} \psi_D \quad (3.4)$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot 0,14^2 \cdot 0,45 \cdot \operatorname{tg} 13^\circ$$

$$V = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Objem přepážky typu 'C'



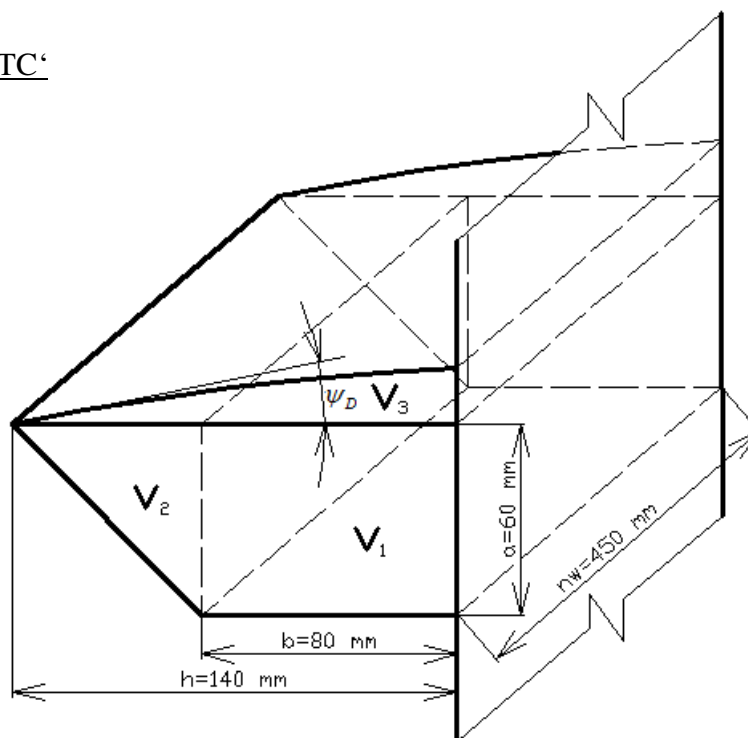
Obr. 3.6 – Rozměry přepážky 'C'

$$V = \frac{1}{2} \cdot h^2 \cdot n_w \cdot (\operatorname{tg} \psi_D + \operatorname{tg} \alpha_1) \quad (3.5)$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot 0,14^2 \cdot 0,45 \cdot (\operatorname{tg} 13 + \operatorname{tg} 25)$$

$$V = 3,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Objem přepážky typu 'TC'



Obr. 3.7 – Rozměry přepážky 'TC'

Při výpočtu objemu byla rozdělena přepážka na jednoduché geometrické útvary pro usnadnění výpočtu.

$$V_1 = a \cdot b \cdot n_w$$

$$V_1 = 60 \cdot 80 \cdot 450 \quad (3.6)$$

$$V_1 = 2,16 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_2 = \frac{a^2 \cdot n_w}{2} \quad (3.7)$$

$$V_2 = \frac{60^2 \cdot 450}{2}$$

$$V_2 = 8,1 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_3 = \frac{1}{2} \cdot \text{tg} \psi_D \cdot h^2 \cdot n_w \quad (3.8)$$

$$V_3 = \frac{1}{2} \cdot \text{tg} 13^\circ \cdot 140^2 \cdot 450$$

$$V_3 = 1,02 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V = V_1 + V_2 + V_3 \quad (3.9)$$

$$V = 2,16 \cdot 10^{-3} + 8,1 \cdot 10^{-4} + 1,02 \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3,99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Na základě výpočtů objemu jednotlivých přepážek byla zvolena příčná přepážky typu 'TC' pro její největší dopravní objem při stejných parametrech přepážek.

Hmotnost zvolené přepážky $m_{U1} = 2,93 \text{ kg}$. [10]

3.2.2. Výpočet hmotnosti přepážek na 1 metru délky pásu:

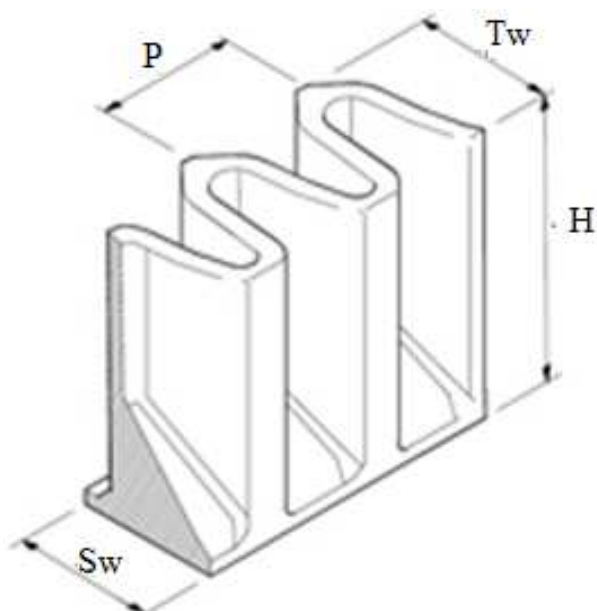
$$m_U = \frac{n_U \cdot m_{U1}}{c_w} \quad (3.10)$$

$$m_U = \frac{1 \cdot 2,93}{0,2}$$

$$m_U = 14,65 \text{ kg / m}$$

3.3. Volba bočních vlnitých okrajů

Boční vlnité okraje byly zvoleny s ohledem na výšku zvolené příčné přepážky tak, aby nedocházelo například k přepadu dopravovaného materiálu přes tyto boční okraje. Výška bočních okrajů byla zvolena vyšší než přepážka.



Obr. 3.8 – Boční vlnitý okraj, [10]

Type	H	Sw	Tw	P	Min. Pulley Diam. in mm	Weight in kg/m
	40	35	30	30	125	0.60
	60	50	45	40	160	1.56
S*	80	50	45	40	200	1.80
	100	50	45	40	250	2.23
	120	50	45	40	315	2.67
	120	75	70	60	400	4.01
	160	75	70	60	400	4.77
	200	75	70	60	500	6.48
HDS**	250	75	70	60	630	7.55
	280	75	70	60	700	8.60
	300	75	70	60	750	9.30
XHDS***	300	100	90	75	800	12.50
	400	100	90	75	1000	18.75

Tab. 3.1 – Základní rozměry bočního vlnitého okraje, [10]

3.4. Určení dopravního výkonu

$$Q = 3,6 \cdot \frac{V}{c_w} \cdot k\varphi \cdot \rho_s \cdot v \quad (3.11)$$

$$Q = 3,6 \cdot \frac{3,99 \cdot 10^{-3}}{0,2} \cdot 0,9 \cdot 2000 \cdot 1,2$$

$$Q = 155 \text{ t/h}$$

Zvolen součinitel plnění $k\varphi = 0,9$

Zvolena sypná hmotnost $\rho_s = 2000 \text{ kg/m}^3$

4. Výpočet svislého pásového dopravníku Flexowell dle ČSN ISO 5048

4.1. Výpočet měrné hmotnosti dopravovaného materiálu

$$m_q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (4.1)$$

$$m_q = \frac{155}{3,6 \cdot 1,2}$$

$$m_q = 35,88 \text{ kg/m}$$

4.2. Volba dopravního pásu

Zvolen pryžový dopravní pás firmy Gumex EP 400/3 800/4+2/AA. [18]



Obr. 4.1 – Pryžový dopravní pás EP 400/3 firmy Gumex, [18]

Název	Rozměr	Jednotka
Tloušťka pásu t	9	[mm]
Šířka pásu B	800	[mm]
Minimální průměr hnacího bubnu	315	[mm]
Pevnost pásu	400	[N/mm]
Hmotnost pásu m_p	9,68	[kg/m]

Tab. 4.1 – Vlastnosti dopravního pásu, [18]

4.2.1. Celková měrná hmotnost pásu:

K hmotnosti dopravního pásu se musí přičíst hmotnost příčných přepážek a také hmotnost bočních vlnitých okrajů.

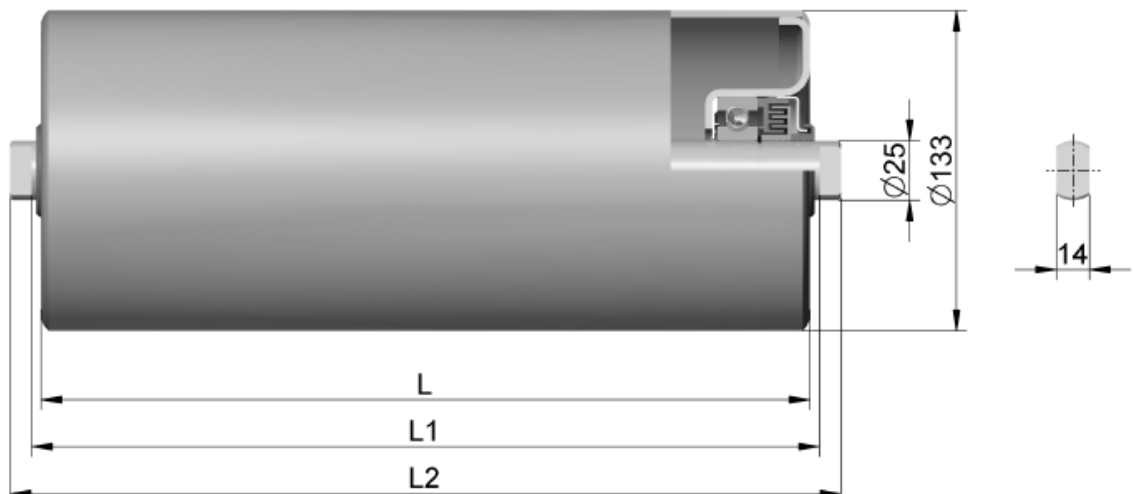
$$m_{PC} = m_p + m_U + 2 \cdot m_V \quad (4.2)$$

$$m_{PC} = 9,68 + 14,65 + 2 \cdot 4,77$$

$$m_{PC} = 33,87 \text{ kg / m}$$

4.3. Volba válečků horní větve

V horní nosné větvi byl zvolen hladký váleček firmy Transroll Ø 133x950/6305. [15]

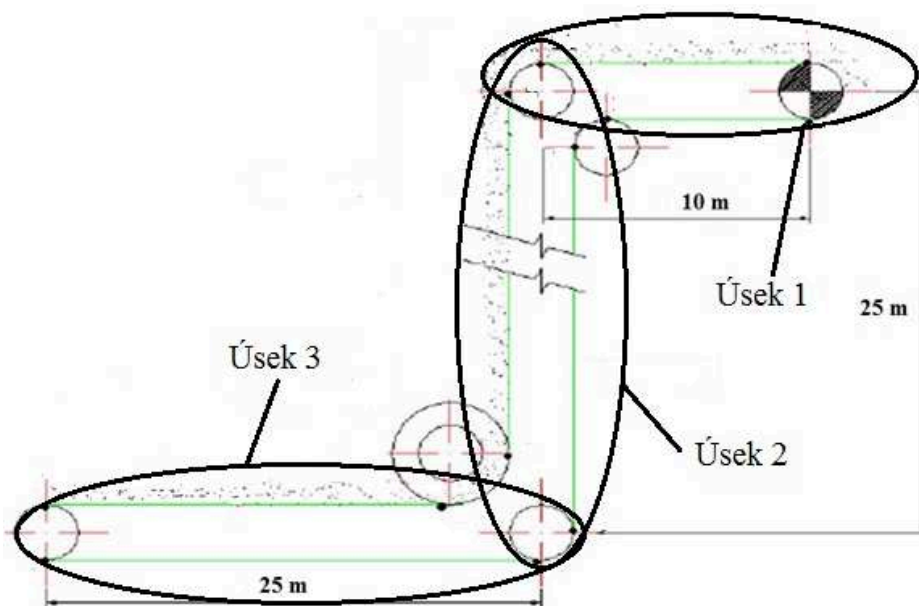


Obr. 4.2 – Hladký váleček Transroll Ø 133x950/6305, [15]

Název	Rozměr	Jednotka
Délka L	950	[mm]
Délka L ₁	958	[mm]
Délka L ₂	996	[mm]
Rotační hmotnost válečků m _h	10,3	[kg]

Tab. 4.2 – Rozměry válečku horní větve, [15]

4.3.1. Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve – úsek 1



Obr. 4.3 – Schéma dopravníku rozděleného na jednotlivé úseky

$$m_{rvhv} = \frac{n_{hl} \cdot m_{hl}}{t_{lv}} \quad (4.3)$$

$$m_{rvhv} = \frac{1 \cdot 10,3}{1}$$

$$m_{rvhv} = 10,3 \text{ kg / m}$$

Zvolena rozteč válečků v horní větvi úseku 1 je $t_{lv} = 1 \text{ m}$.

4.3.2. Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve – úsek 2

Zvolená rozteč válečků v horní větvi úseku 2 je $t_{ls} = 5 \text{ m}$.

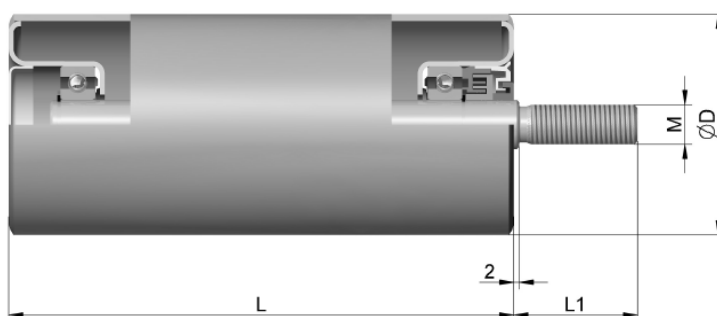
$$m_{rvhs} = \frac{n_{h2} \cdot m_{h2}}{t_{1s}} \quad (4.4)$$

$$m_{rvhs} = \frac{1 \cdot 10,3}{5}$$

$$m_{rvhs} = 2,06 \text{ kg / m}$$

4.4. Volba válečku dolní větve

V dolní vratné větvi zvolen strážní váleček firmy Transroll Ø 108x200/M20/6204. [15]



Obr. 4.4 – Strážní váleček Transroll Ø 108x200/M20/6204, [15]

Název	Rozměr	Jednotka
Délka L	200	[mm]
Délka L ₁	102	[mm]
Rozměr závitu	M20	[mm]
Průměr válečku ØD	108	[mm]
Rotační hmotnost válečku m _s	2,8	[kg]

Tab. 4.3 – Rozměry válečku dolní větve, [15]

4.4.1. Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve – úsek 1

$$m_{rvsv} = \frac{n_{s1} \cdot m_{s1}}{t_{2v}} \quad (4.5)$$

$$m_{rvsv} = \frac{2 \cdot 2,8}{2,35}$$

$$m_{rvsv} = 2,37 \text{ kg / m}$$

Z konstrukčních důvodů zvolena rozteč válečků v dolní větvi úseku 1 je $t_{2v} = 2,35 \text{ m}$.

4.4.2. Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve – úsek 2

$$m_{rvss} = \frac{n_{s2} \cdot m_{s2}}{t_{2s}} \quad (4.6)$$

$$m_{rvss} = \frac{2 \cdot 2,8}{5}$$

$$m_{rvss} = 1,12 \text{ kg / m}$$

Zvolena rozteč válečků dolní větve úseku 2 je $t_{2s} = 5 \text{ m}$

4.5. Celková hmotnost rotujících částí válečků – úsek 1

$$m_{vv} = m_{rvhv} + m_{rvsv} \quad (4.7)$$

$$m_{vv} = 10,3 + 2,37$$

$$m_{vv} = 12,37 \text{ kg / m}$$

4.6. Celková hmotnost rotujících částí válečků – úsek 2

$$m_{vs} = m_{rvhs} + m_{rvss} \quad (4.8)$$

$$m_{vs} = 2,06 + 1,12$$

$$m_{vs} = 3,18 \text{ kg / m}$$

Hodnoty měrných hmotností rotujících částí válečku a rozteče válečků jsou v úseku 3 stejné s úsekem 1 a to jak horní větve, tak i dolní větve.

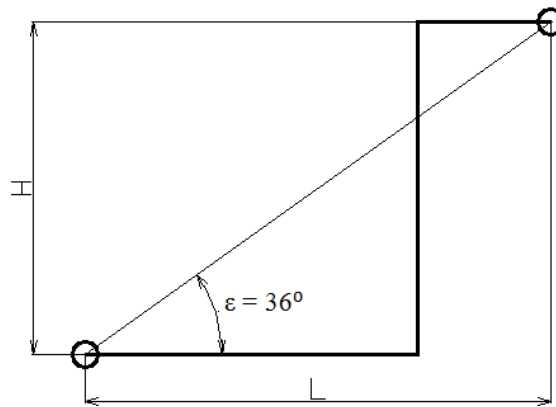
4.7. Výpočet obvodové síly na poháněcím bubnu

$$F_U = F_H + F_N + F_{St} \quad (4.9)$$

Výpočet síly F_H – síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku

Zvolen globální součinitel tření $f = 0,02$, [7]

ε – úhel sklonu dopravníku, $\varepsilon = 36^\circ$



Obr. 4.5 – Sklon dopravníku

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot m_{PC} + m_q) \cdot \cos(\varepsilon) + m_{vv}]$$

$$F_H = 0,02 \cdot 35 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 33,87 + 35,88) \cdot \cos 36^\circ + 12,37]$$

$$F_H = 661 \text{ N}$$
(4.10)

Výpočet síly F_{St} – síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = m_q \cdot g \cdot H$$

$$F_{St} = 35,88 \cdot 9,81 \cdot 25$$

$$F_{St} = 8800 \text{ N}$$
(4.11)

Výpočet síly F_N – vedlejší odpory

$$F_N = F_{bA} + F_l + F_t$$

$$F_N = 52 + 268 + 89$$

$$F_N = 409 \text{ N}$$
(4.12)

Výpočet síly F_{bA} – odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{bA} = Q_v \cdot \rho_s \cdot (v - v_0)$$

$$F_{bA} = 2,15 \cdot 10^{-2} \cdot 2000 \cdot (1,2 - 0)$$

$$F_{bA} = 52 \text{ N}$$
(4.13)

$$v_0 = 0 \text{ [m/s]}$$

Materiál má v místě nakládání nulovou složku rychlosti ve směru pohybu pásu.

Q_v – Objemový dopravní výkon

$$Q_v = \left(\frac{V}{c_w} \right) \cdot v \cdot k \varphi \quad (4.14)$$

$$Q_v = \left(\frac{3,99 \cdot 10^{-3}}{0,2} \right) \cdot 1,2 \cdot 0,9$$

$$Q_v = 2,15 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Výpočet síly F_l – odpor ohybu pásu na bubnech

U výpočtu vedlejších odporů se nezahrnuje poháněcí buben. Výpočet začíná u prvního převáděcího bubnu ve vratné větvi.

$$F_l = \sum F_{li} = F_{l1} + F_{l2} + F_{l3} + F_{l4} + F_{l5} \quad (4.15)$$

$$F_l = 59 + 43 + 43 + 44 + 79$$

$$F_l = 268 \text{ N}$$

$$F_{l1} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_{pt1}}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} \quad (4.16)$$

$$F_{l1} = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \frac{18111}{0,8} \right) \cdot \frac{0,009}{0,4}$$

$$F_{l1} = 59 \text{ N}$$

$$F_{l2} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_{pt2}}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} \quad (4.17)$$

$$F_{l2} = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \frac{9870}{0,8} \right) \cdot \frac{0,009}{0,4}$$

$$F_{l2} = 43 \text{ N}$$

$$F_{l3} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_{pt3}}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} \quad (4.18)$$

$$F_{l3} = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \frac{10101}{0,8} \right) \cdot \frac{0,009}{0,4}$$

$$F_{l3} = 43 \text{ N}$$

$$F_{l4} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_{pt4}}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} \quad (4.19)$$

$$F_{l4} = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \frac{10325}{0,8} \right) \cdot \frac{0,009}{0,4}$$

$$F_{l4} = 44 \text{ N}$$

$$F_{l5} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_{pt5}}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} \quad (4.20)$$

$$F_{l5} = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \frac{27739}{0,8} \right) \cdot \frac{0,009}{0,4}$$

$$F_{l5} = 79 \text{ N}$$

Vypočet síly F_{pt} – průměrný tah v pásu na bubnu

$$F_{pt1} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (4.21)$$

$$F_{pt1} = \frac{18071 + 18150}{2}$$

$$F_{pt1} = 18111 \text{ N}$$

$$F_{pt2} = \frac{T_3 + T_4}{2} \quad (4.22)$$

$$F_{pt2} = \frac{9843 + 9896}{2}$$

$$F_{pt2} = 9870 \text{ N}$$

$$F_{pt3} = \frac{T_5 + T_6}{2} \quad (4.23)$$

$$F_{pt3} = \frac{10074 + 10128}{2}$$

$$F_{pt3} = 10101 \text{ N}$$

$$F_{pt4} = \frac{T_7 + T_8}{2} \quad (4.24)$$

$$F_{pt4} = \frac{10521 + 10576}{2}$$

$$F_{pt4} = 10325 \text{ N}$$

$$F_{pt5} = \frac{T_9 + T_{10}}{2} \quad (4.25)$$

$$F_{pt5} = \frac{27682 + 27795}{2}$$

$$F_{pt5} = 27739 \text{ N}$$

Výpočet síly F_t – odpor v ložiskách bubnu

$$F_t = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} + F_{t5} \quad (4.26)$$

$$F_t = 19 + 10 + 15 + 11 + 34$$

$$F_t = 89 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 0,005 \cdot \frac{d_1}{D_b} \cdot F_{T1} \quad (4.27)$$

$$F_{t1} = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,4} \cdot 25612$$

$$F_{t1} = 20 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 0,005 \cdot \frac{d_2}{D_b} \cdot F_{T2} \quad (4.28)$$

$$F_{t2} = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,4} \cdot 13958$$

$$F_{t2} = 10 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 0,005 \cdot \frac{d_v}{D_b} \cdot F_{T3} \quad (4.29)$$

$$F_{t3} = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,4} \cdot 20202$$

$$F_{t3} = 15 \text{ N}$$

$$F_{t4} = 0,005 \cdot \frac{d_3}{D_b} \cdot F_{T4} \quad (4.30)$$

$$F_{t4} = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,4} \cdot 14918$$

$$F_{t4} = 11 \text{ N}$$

$$F_{t5} = 0,005 \cdot \frac{d_4}{D_b} \cdot F_{T5} \quad (4.31)$$

$$F_{t5} = 0,005 \cdot \frac{0,07}{0,4} \cdot 39228$$

$$F_{t5} = 34 \text{ N}$$

F_T – vektorový součet tahu v pásu

$$F_{T1} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2} \quad (4.32)$$

$$F_{T1} = \sqrt{18071^2 + 18150^2}$$

$$F_{T1} = 25612 \text{ N}$$

$$F_{T2} = \sqrt{T_3^2 + T_4^2} \quad (4.33)$$

$$F_{T2} = \sqrt{9843^2 + 9896^2}$$

$$F_{T2} = 13958 \text{ N}$$

$$F_{T3} = T_5 + T_6 \quad (4.34)$$

$$F_{T3} = 10074 + 10132$$

$$F_{T3} = 20206 \text{ N}$$

$$F_{T4} = \sqrt{T_7^2 + T_8^2} \quad (4.35)$$

$$F_{T4} = \sqrt{10521^2 + 10576^2}$$

$$F_{T4} = 14918 \text{ N}$$

$$F_{T5} = \sqrt{T_9^2 + T_{10}^2} \quad (4.36)$$

$$F_{T5} = \sqrt{27682^2 + 27795^2}$$

$$F_{T5} = 39228 \text{ N}$$

Výpočet obvodové síly F_U

$$F_U = F_H + F_N + F_{St} \quad (4.9)$$

$$F_U = 661 + 409 + 8800$$

$$F_U = 9870 \text{ N}$$

4.8. Potřebný příkon pohonu pásového dopravníku

$$P = \frac{F_U \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (4.37)$$

$$P = \frac{9870 \cdot 1,2}{10^3 \cdot 0,9}$$

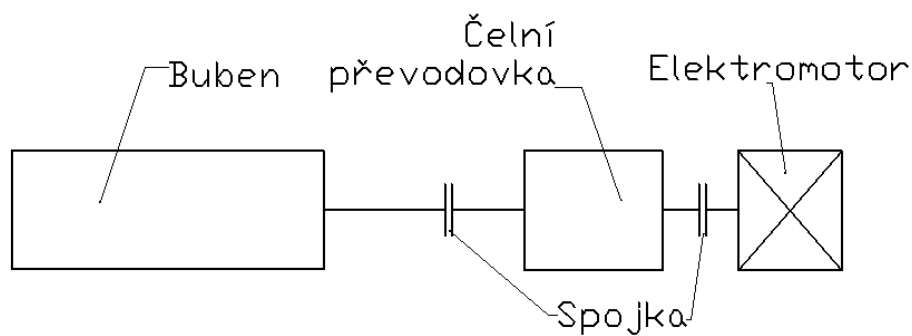
$$P = 13,16 \text{ kW}$$

η – účinnost poháněcí stanice, $\eta = (0,85 \div 0,95)$, [3]

Zvoleno $\eta = 0,9$

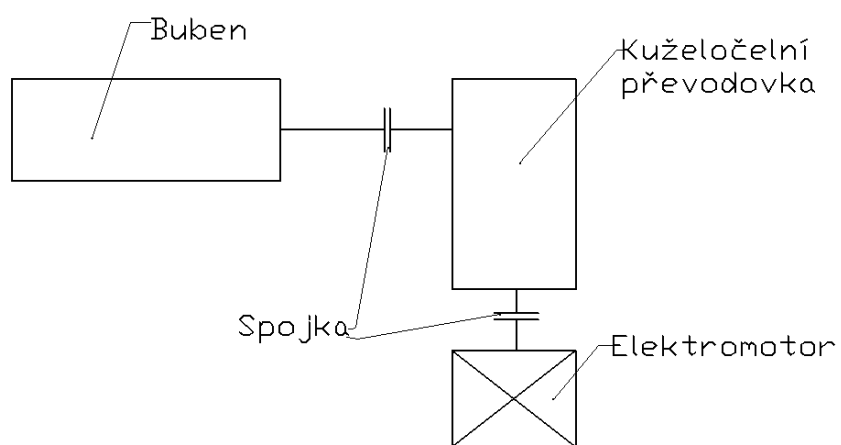
4.9. Volba poháněcí stanice

Varianta I:



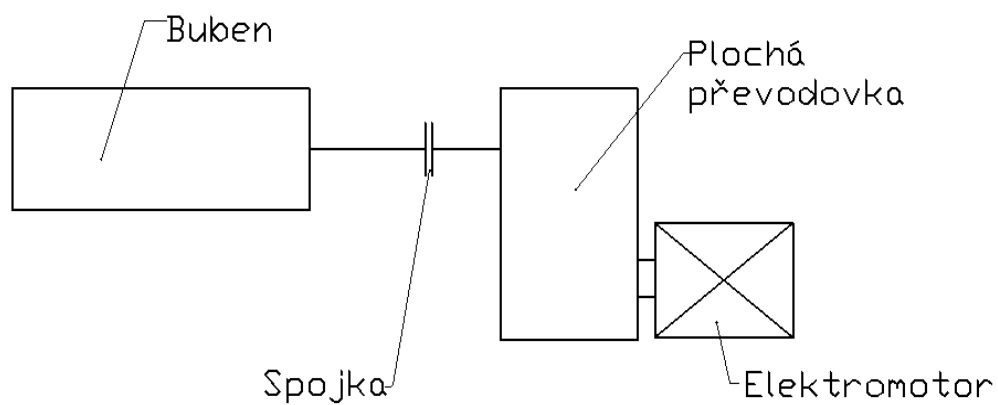
Obr. 4.6 – Poháněcí stanice 1

Varianta II:



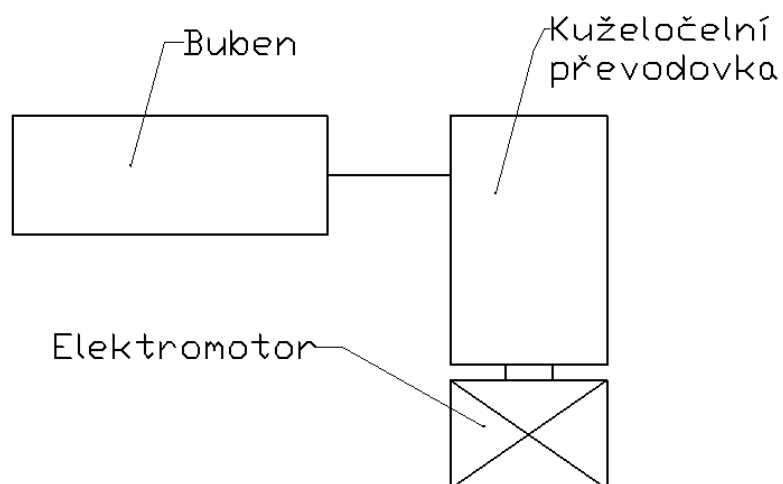
Obr. 4.7 – Poháněcí stanice 2

Varianta III:



Obr. 4.8 – Poháněcí stanice 3

Varianta IV:



Obr. 4.9 – Poháněcí stanice 4

Jako nevhodnější poháněcí stanice byla zvolena varianta IV. U této zvolené varianty není zapotřebí použití spojek, jelikož má kuželočelní převodovka vstupní a výstupní hřídele duté. Převodovka se nalisuje na hřídel poháněného bubnu. Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pára. Zvolena varianta je konstrukčně jednodušší.

4.9.1. Volba Elektromotoru

Zvolen elektromotor s brzdou firmy Nord 160 /L4 – Bre 150. [19]



Obr. 4.10 - Elektromotor Nord 160/L4 – Bre 150, [19]

Název	Rozměr	Jednotka
Jmenovitý výkon	15	[kW]
Jmenovité otáčky n_M	1460	[min ⁻¹]
Jmenovitý moment M_N	98,1	[Nm]
Moment setrvačnosti	0,082	[kg.m ²]

Tab. 4.4 – Parametry elektromotoru, [19]

4.9.2. Volba bubnu

Rozměry bubnu zvoleny dle normy ČSN 26 0378. Při volbě průměrů bubnu byly brány v úvahu také doporučené minimální průměry bubnů u zvoleného pásu, zvolených příčných přepážek a bočních vlnitých okrajů.

Poháněcí buben

Název	Rozměr	Jednotka
Průměr bubnu	400	[mm]
Šířka bubnu	950	[mm]
Moment setrvačnosti	3,84	[kg.m ²]
Hmotnost bubnu	172	[kg]

Tab. 4.5 – Parametry poháněcího bubnu

Vratný buben

Název	Rozměr	Jednotka
Průměr bubnu	400	[mm]
Šířka bubnu	950	[mm]
Moment setrvačnosti	3,83	[kg.m ²]
Hmotnost bubnu	163	[kg]

Tab. 4.6 – Parametry vratného bubnu

Hmotnost a moment setrvačnosti bubnů určeny pomocí programu Autodesk Inventor Profesionál 2012

Průměry převáděcích bubnů jsou shodné s průměrem poháněcího bubnu.

4.9.3. Volba převodovky

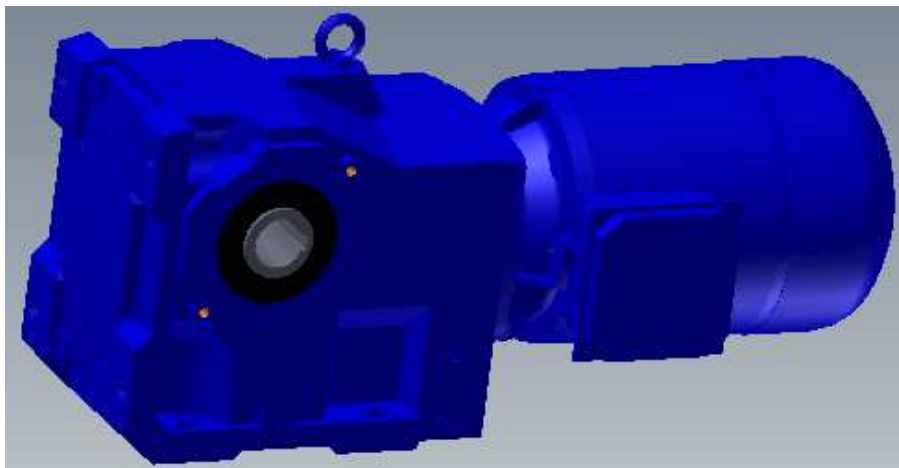
Převodový poměr:

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_b \quad (4.38)$$

$$i_p = \frac{1460}{60 \cdot 1,2} \cdot \pi \cdot 0,4$$

$$i_p = 25,48$$

=> Zvolena kuželočelní převodovka s dutou výstupní hřídelí SK 9052.1 firmy Nord.[19]



Obr. 4.11 – Kuželočelní převodovka Nord SK 9052.1, [19]

Název	Rozměr	Jednotka
Převodový poměr	27,35	[-]
Moment setrvačnosti	0,082	[kg.m ²]
Výstupní otáčky	53	[min ⁻¹]
Hmotnost	287	[kg]

Tab. 4.7 – Vlastnosti převodovky, [19]

4.10. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

Statický moment redukováný na hřídel motoru:

$$M_{ST} = \frac{1}{n_e} \cdot F_U \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} \quad (4.39)$$

$$M_{ST} = \frac{1}{1} \cdot 9870 \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 27,35}$$

$$M_{ST} = 80,2 \text{ N.m}$$

ω_M – uhlová rychlost

n_e – počet elektromotoru, $n_e = 1$

t_r – doba rozběhu [s], $t_r \in (5 \div 15) \text{ s}$, [3]

zvoleno $t_r = 5 \text{ s}$

Dynamický moment posuvných hmot:

$$M_{dp} = \frac{(2 \cdot m_{PC} + m_q + m_{vv}) \cdot L \cdot v^2}{\omega_M \cdot t_r \cdot \eta} \quad (4.40)$$

$$M_{dp} = \frac{(2 \cdot 33,87 + 35,88 + 12,37) \cdot 35 \cdot 1,2^2}{152,89 \cdot 5 \cdot 0,9}$$

$$M_{dp} = 8,5 \text{ N.m}$$

Dynamický moment rotačních hmot:

$$M_{dr} = \frac{\omega_M}{t_r} \cdot \beta \cdot J_M \quad (4.41)$$

$$M_{dr} = \frac{152,89}{5} \cdot 1,3 \cdot 0,082$$

$$M_{dr} = 3,3 \text{ N.m}$$

Potřebný rozběhový moment

$$M_R = M_{ST} + M_{dp} + M_{dr} \quad (4.42)$$

$$M_R = 80,2 + 8,5 + 3,3$$

$$M_R = 92 \text{ N.m}$$

Rozběhový moment zvoleného motoru:

$$\frac{M_{RM}}{M_N} = 2,7 \Rightarrow M_{RM} = 2,7 \cdot M_N \quad (4.43)$$

$$M_{RM} = 2,7 \cdot 98,1$$

$$M_{RM} = 264,87 \text{ N.m}$$

Podmínka:

$$M_{RM} \succ M_R$$

$$264,87 \succ 92 \Rightarrow \text{pohon VYHOVUJE!}$$

4.11. Kontrola dopravovaného množství

4.11.1. Skutečná rychlost dopravníku

$$v_{sk} = \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v \quad (4.44)$$

$$v_{sk} = \frac{25,48}{27,35} \cdot 1,2$$

$$v_{sk} = 1,12 \text{ m/s}$$

$$v_r = |v_{sk} - v| \quad (4.45)$$

$$v_r = |1,12 - 1,2|$$

$$v_r = 0,08 \text{ m/s}$$

4.11.2. Skutečné dopravované množství

$$Q_{sk} = 3,6 \cdot \frac{V}{c_w} \cdot k\phi \cdot \rho_s \cdot v \quad (4.46)$$

$$Q_{sk} = 3,6 \cdot \frac{3,99 \cdot 10^{-3}}{0,2} \cdot 0,9 \cdot 2000 \cdot 1,12$$

$$Q_{sk} = 145 \text{ t/h}$$

4.12. Kontrola brzdy

Výpočet momentu M_{DM} – dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot

$$M_{DM} = \left[(m_q + 2m_{PC} + m_{vv}) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_B}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_b \cdot \frac{2 \cdot (J_P + J_S + J_M)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(35,88 + 2 \cdot 33,87 + 12,37) \cdot 35 \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 27,35} + \frac{2 \cdot 23,04}{0,4} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 27,35} + \right]$$

$$\left[+ 1 \cdot \frac{2(0,082 + 0 + 0,082)}{0,4 \cdot 0,9} \right] \cdot \frac{1,12}{5}$$

$$M_{DM} = 8,64 \text{ [Nm]}$$

(4.47)

t_b – doba brzdění dopravníku [s], zvolena $t_b = 5$ s. [3]

n_b – počet brzd, zvolena $n_b = 1$

Výpočet momentu M_{B1} – brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku

$$M_{B1} = \frac{1}{n_b} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_H + F_{St} + F_N) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_p} \right] \cdot k_B \quad (4.48)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[14,91 - (0,7 \cdot 661 + 8800 + 409) \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,95}{27,35} \right] \cdot 1,8$$

$$M_{B1} = -105,39 \text{ N.m}$$

k_B – součinitel bezpečnosti brzdy, $k_B \in (1,3 \div 2,1)$, [3]

zvolen $k_B = 1,8$

η_{\max} – maximální účinnost poháněcí stanice, $\eta_{\max} \in (0,95 \div 1)$, [3]

zvolena $\eta_{\max} = 0,95$

Výpočet momentu M_{B2} – brzdňý moment k udržení dopravního pásu v klidu

$$M_{B2} = \frac{1}{n_b} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_H + |F_{St}| - F_N) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad (4.49)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[(-0,7 \cdot 661 + 8800 - 409) \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,95}{27,35} \right] \cdot 1,8$$

$$M_{B2} = 99,14 \text{ N.m}$$

4.13. Volba brzd

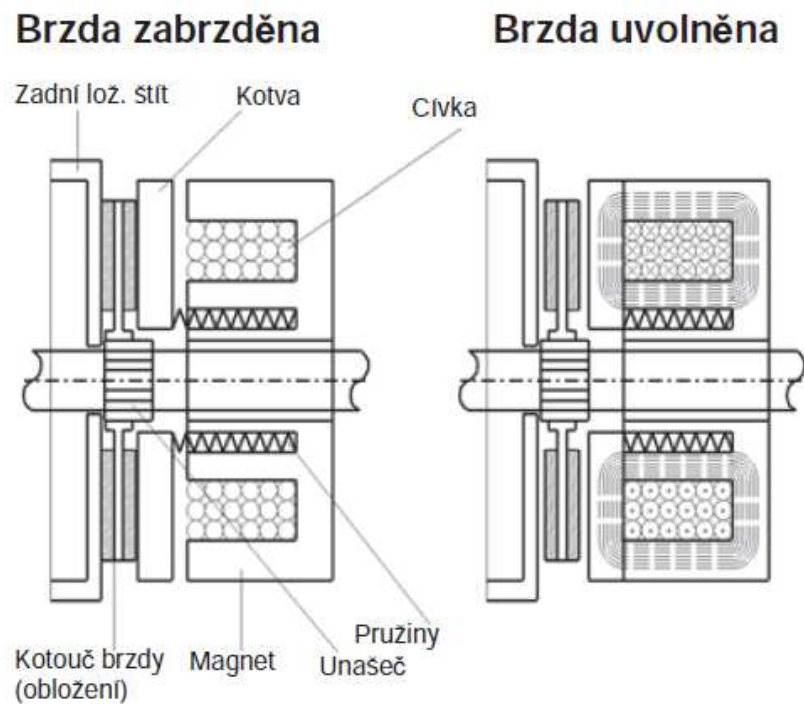
Brzda je součástí motoru. Zvolena brzda typu Bre 150 od firmy Nord [19]. Jedná se o stejnosměrně spínanou pružinovou brzdou.

Brzdňý moment zvolené brzdy $M_B = 150 \text{ N.m}$

Podmínka:

$$M_B > |M_{B1}| \vee |M_{B2}|$$

$$150 > |-105,39| \vee |99,14| \Rightarrow \underline{\underline{\text{Brzda VYHOVUJE!}}}$$



Obr. 4.12 – Konstrukce pružinové brzdy Bre 150 [19]

4.14. Skutečná doba brzdění

$$t_{bs} = \frac{\left[(2 \cdot m_{PC} + m_q + m_{vv}) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_B}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_P + J_M)}{\eta \cdot D_b} \right] \cdot v_{sk}}{M_B} \quad (4.50)$$

$$t_{bs} = \frac{\left[(2 \cdot 33,87 + 35,88 + 12,37) \cdot 35 \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 27,35} + \frac{2 \cdot 23,04}{0,4} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 27,35} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (0,082 + 0,082)}{0,9 \cdot 0,4} \right] \cdot 1,12}{150}$$

$$t_{bs} = 1,16 \text{ s}$$

4.15. Tahy v dopravním páse F_0 a F_N

$$F_{\max} = F_U \cdot k_s \quad (4.51)$$

$$F_{\max} = 9870 \cdot 1,4$$

$$F_{\max} = 13818 \text{ N}$$

$$F_0 \geq F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (4.52)$$

$$F_0 \geq 13818 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_0 \geq 5497 \text{ N}$$

$$F_n = F_0 + F_U \quad (4.53)$$

$$F_n = 5497 + 9870$$

$$F_n = 15349 \text{ N}$$

4.16. Velikost napínací síly

Doprava materiálu je řešena směrem k pohonu.

$$F_Z = T_5 + T_6 \quad (4.54)$$

$$F_Z = 10074 + 10132$$

$$F_Z = 20206 \text{ N}$$

4.17. Skutečné tahy v dopravním pásu F_{0s} , F_{ns}

$$F_{0s} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + m_{PC} \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon \quad (4.55)$$

$$F_{0s} = \frac{1}{2} \cdot 20206 + 33,87 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot \sin 36$$

$$F_{0s} = 16937 \text{ N}$$

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + F_U + m_{PC} \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon \quad (4.56)$$

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot 20206 + 9870 + 33,87 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot \sin 36$$

$$F_{ns} = 26807 \text{ N}$$

4.18. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p_p = \frac{F_{ns} + F_{0s}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \quad (4.57)$$

$$p_p = \frac{26807 + 16937}{0,4 \cdot 0,8} \cdot 10^{-6}$$

$$p_p = 0,137 \text{ MPa}$$

Dovolený měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem $p_D = 0,15 \text{ MPa}$. [3]

Podmínka:

$$p_p < p_D$$

$0,137 < 0,15 \Rightarrow$ Měrný tlak VYHOVUJE!

4.19. Kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{\max} \quad (4.58)$$

$$F_{dov} = 400 \cdot 800$$

$$F_{dov} = 320000 \text{ N}$$

$$T_{\max} = F_{ns} = 26807 \text{ N}$$

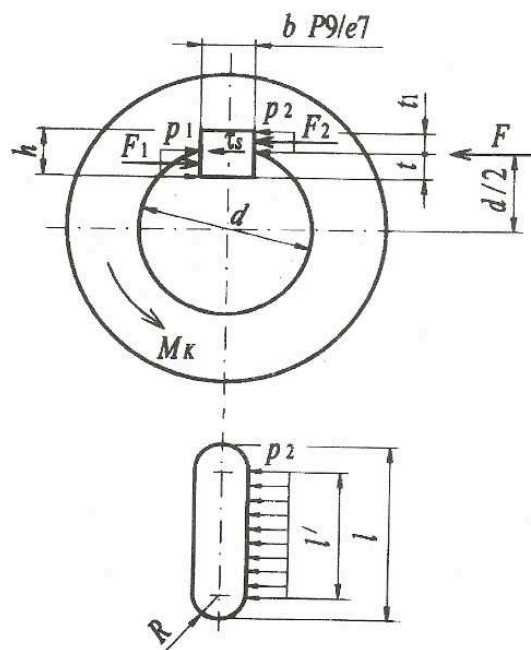
Podmínka:

$$F_{dov} \geq T_{\max}$$

$$320000 \geq 26807 \Rightarrow \text{Zvolený pás VYHOVUJE!}$$

4.20. Návrh spojovacího hřídelového pera

Zvoleno těsné pero 18x11x160 ČSN 02 2562. [6]



Obr. 4.13 – Schéma těsného pera, [5]

Rozměry pera:

$$b_p = 18 \text{ mm}$$

$$h_p = 11 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4,2 \text{ mm}$$

Při výpočtu bylo počítáno s obvodovou silou vypočtenou graficko-početní metodou z důvodu, že vyšla o něco větší než podle normy ČSN ISO 5048.

Krouticí moment:

$$Mk = F \cdot \frac{D_B}{2} \quad (4.59)$$

$$Mk = 9956 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk = 1990400 \text{ N.mm}$$

Zatěžující síla F_2 :

$$F_2 = \frac{Mk}{\frac{d_p}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (4.60)$$

$$F_2 = \frac{1990400}{\frac{60}{2} + \frac{4,2}{2}}$$

$$F_2 = 62006 \text{ N}$$

Délka pera:

$$\frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \quad (4.61)$$

$$l' = \frac{62006}{110 \cdot 4,2}$$

$$l' = 134 \text{ mm}$$

p_{D2} – dovolený měrný tlak, $p_{D2} = 110 \text{ MPa}$, [5]

$$l = l' + b_p$$

$$l = 134 + 18 \quad (4.62)$$

$$l = 152 \text{ mm}$$

Zvolena délka pera $l = 160 \text{ mm}$. [6]

Kontrola navrženého pera na stříh:

$$\tau_s = \frac{F_s}{l \cdot b_p} \quad (4.63)$$

$$\tau_s = \frac{66347}{160 \cdot 18}$$

$$\tau_s = 23,04 \text{ MPa}$$

τ_{DS} – dovolené napětí ve stříhu, $\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}$, [5]

$$\tau_s \leq \tau_{DS}$$

$23,04 \leq 30 \Rightarrow \text{Navržené pero VYHOVUJE!}$

Střižná síla:

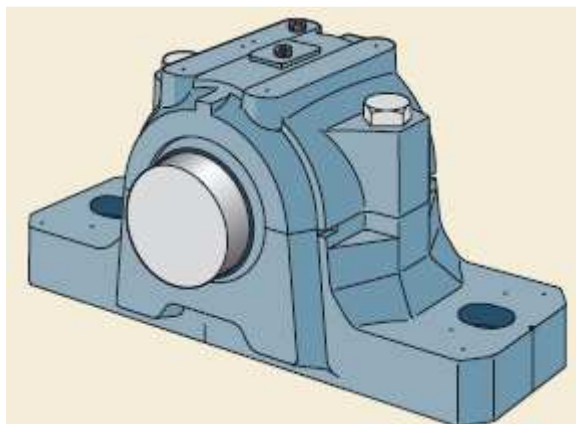
$$F_s = \frac{Mk}{\frac{d_p}{2}} \quad (4.64)$$

$$F_s = \frac{1990400}{\frac{60}{2}}$$

$$F_s = 66347 \text{ N}$$

4.21. Návrh a kontrola ložisek

Bubny pásového dopravníků jsou uloženy v ložiskových domcích SNL 513 od firmy SKF. [20] Jelikož mají bubny stejné průměry hřídelů, jsou tyto ložiskové domky použity u všech bubnů pásového dopravníku. Ložiskové domky SNL 513 jsou osazeny soudečkovými ložisky 22213 EK také od firmy SKF. [20] Při kontrole bude stačit zkontrolovat ložiska toho bubnu, na který působí největší síla.



4.14 – Ložiskový domek SNL 513, [20]

4.21.1. Kontrola statické únosnosti ložiska

Součinitel statické únosnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (4.65)$$

$$s_0 = \frac{216000}{31916}$$

$$s_0 = 6,8$$

C_0 – Statická únosnost ložiska, $C_0 = 216\,000\text{ N}$, [20]

P_0 – ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_{a \max} \quad (4.66)$$

$$P_0 = \frac{F_{T1}}{2} + Y_0 \cdot F_{a \max}$$

$$P_0 = \frac{25612}{2} + 2,8 \cdot 6825$$

$$P_0 = 31916\text{ N}$$

Y_0 – součinitel statického axiálního zatížení, $Y_0 = 2,8$, [20]

$F_{a\max}$ – maximální přípustné axiální zatížení

$$F_{a\max} = 0,003 \cdot B_L \cdot d_L \quad (4.67)$$

$$F_{a\max} = 0,003 \cdot 35 \cdot 65$$

$$F_{a\max} = 6,825 \text{ kN}$$

B_L – šířka ložiska, $B_L = 35 \text{ mm}$, [20]

d_L – průměr díry v ložisku, $d_L = 65 \text{ mm}$, [20]

Součinitel statické únosnosti s_0 vyšel dostatečně velký, proto ložisko z pohledu statické únosnosti vyhovuje.

4.21.2. Kontrola dynamické únosnosti ložiska

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_B} \quad (4.68)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{193000}{37245} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 57,3}$$

$$L_{10h} = 69654 \text{ hod} \Rightarrow \text{Ložisko VYHOVUJE!}$$

C – dynamická únosnost ložiska

P – ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_{a\max} \quad (4.69)$$

$$P = 0,67 \cdot \frac{F_{T1}}{2} + Y_2 \cdot F_{a\max}$$

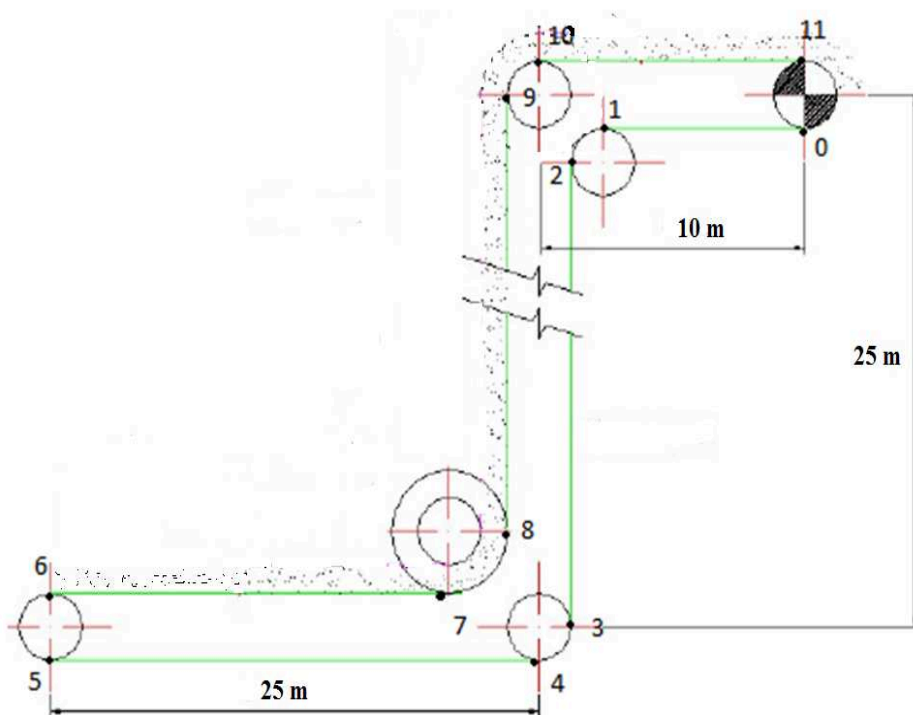
$$P = 0,67 \cdot \frac{25612}{2} + 4,2 \cdot 6825$$

$$P = 37245 \text{ N}$$

p – exponent Wöhlerovy křivky, $p = 10/3$, [20]

n_B – otáčky bubnu, $n_B = 57,3 \text{ min}^{-1}$

5. Výpočet tahů v páse graficko – početní metodou



Obr. 5.1 – Schéma dopravníku

Hodnoty:

$$L_1 = 10 \text{ m}$$

$$L_2 = 25 \text{ m}$$

$$H = 25 \text{ m}$$

$$F_0 = T_0 \quad (5.1)$$

Tah mezi větví 0 – 1

$$T_1 = T_0 + (m_{PC} + m_{rvsv}) \cdot L_1 \cdot g \cdot w \quad (5.2)$$

$$T_1 = T_0 + (33,87 + 2,37) \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_1 = T_0 + 71 \text{ N}$$

Tah mezi větví 1 – 2

$$T_2 = T_1 + F_{b1} \quad (5.3)$$

$$T_2 = T_0 + 71 + 79$$

$$T_2 = T_0 + 150 \text{ N}$$

$$F_{b1} = F_{l1} + F_{t1} \quad (5.4)$$

$$F_{b1} = 59 + 20$$

$$F_{b1} = 79 \text{ N}$$

Tah mezi větví 2 – 3

$$T_3 = T_2 - m_{PC} \cdot g \cdot H \quad (5.5)$$

$$T_3 = T_0 + 150 - 33,87 \cdot 9,81 \cdot 25$$

$$T_3 = T_0 - 8157 \text{ N}$$

Tah mezi větví 3 – 4

$$T_4 = T_3 + F_{b2} \quad (5.6)$$

$$T_4 = T_0 - 8157 + 53$$

$$T_4 = T_0 - 8104 \text{ N}$$

$$F_{b2} = F_{l2} + F_{t2} \quad (5.7)$$

$$F_{b2} = 43 + 10$$

$$F_{b2} = 53 \text{ N}$$

Tah mezi větví 4 – 5

$$T_5 = T_4 + (m_{PC} + m_{rvsv}) \cdot L_2 \cdot g \cdot w \quad (5.8)$$

$$T_5 = T_0 - 8104 + (33,87 + 2,37) \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_5 = T_0 - 7926 \text{ N}$$

Tah mezi větví 5 – 6

$$T_6 = T_5 + F_{b3} \quad (5.9)$$

$$T_6 = T_0 - 7926 + 58$$

$$T_6 = T_0 - 7868 \text{ N}$$

$$F_{b3} = F_{l3} + F_{t3} \quad (5.10)$$

$$F_{b3} = 43 + 15$$

$$F_{b3} = 58 \text{ N}$$

Tah mezi větví 6 – 7

$$T_7 = T_6 + (m_{PC} + m_{rvhv} + m_q) \cdot L_2 \cdot g \cdot w \quad (5.11)$$

$$T_7 = T_0 - 7868 + (33,87 + 10,3 + 35,88) \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_7 = T_0 - 7475 \text{ N}$$

Tah mezi větví 7 – 8

$$T_8 = T_7 + F_{b4}$$

$$T_8 = T_0 - 7475 + 55 \quad (5.12)$$

$$T_8 = T_0 - 7420 \text{ N}$$

$$F_{b4} = F_{l4} + F_{t4} \quad (5.13)$$

$$F_{b4} = 44 + 11$$

$$F_{b4} = 55 \text{ N}$$

Tah mezi větví 8 – 9

$$T_9 = T_8 + (m_{PC} + m_q) \cdot H \cdot g \quad (5.14)$$

$$T_9 = T_0 - 7420 + (33,87 + 35,88) \cdot 25 \cdot 9,81$$

$$T_9 = T_0 + 9686 \text{ N}$$

Tah mezi větví 9 – 10

$$T_{10} = T_9 + F_{b5} \quad (5.15)$$

$$T_{10} = T_0 + 9682 + 113$$

$$T_{10} = T_0 + 9799 \text{ N}$$

$$F_{b5} = F_{l5} + F_{t5}$$

$$F_{b5} = 79 + 34 \quad (5.16)$$

$$F_{b5} = 113 \text{ N}$$

Tah mezi větví 10 – 11

$$T_{11} = T_{10} + (m_{PC} + m_{rvhv} + m_q) \cdot L_1 \cdot g \cdot w \quad (5.17)$$

$$T_{11} = T_0 + 9795 + (33,87 + 10,3 + 35,88) \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_{11} = T_0 + 9956 \text{ N}$$

5.1. Obvodová síla

Největší tah je ve větví $T_{11} = F_N$

$$F = F_n - F_0 \quad (5.18)$$

$$F = F_0 + 9956 - F_0$$

$$F = 9956 \text{ N}$$

5.2. Potřebný příkon pohonu

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (5.19)$$

$$P = \frac{9956 \cdot 1,2}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P = 13,27 \text{ kW}$$

η – účinnost poháněcí stanice, zvolena $\eta = 0,9$, [3]

5.3. Přenos tažných sil třením

$$F_{01} = \frac{F \cdot k_{sp}}{e^{\alpha_G \cdot \mu} - 1} \quad (5.20)$$

$$F_{01} = \frac{9956 \cdot 1,4}{e^{\pi \cdot 0,4} - 1}$$

$$F_{01} = 5543 \text{ N}$$

k_{sp} – statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu, zvolen

$$k_{sp} = 1,4, [2]$$

α_G – úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem

μ – součinitel tření mezi bubnem a dopravním pásem, zvolen $\mu = 0,4, [8]$

5.4. Dovolенý průvѣs horní větve

Nejmenší tah v horní větvi musí být větší než vypočtený minimální tah v horní větvi.

$$T_{\min h} = \frac{(m_{PC} + m_q) \cdot g \cdot t_{lv}}{8 \cdot y_{\max}} \quad (5.21)$$

$$T_{\min h} = \frac{(33,87 + 35,88) \cdot 9,81 \cdot 1}{8 \cdot 0,01}$$

$$T_{\min h} = 8553 \text{ N} \leq T_6 \Rightarrow \text{VYHOVUJE!}$$

y_{\max} – dovolенý relativní průvѣs dopravního pásu, dle ČSN ISO 4058 $y_{\max} \in (0,005 \div 0,02)$

Zvolen $y_{\max} = 0,01 \text{ mm}$

5.5. Dovolенý průvѣs dolní větve

Nejmenší tah v dolní větvi musí být větší než vypočtený minimální tah v dolní větvi.

$$T_{\min s} = \frac{m_{PC} \cdot g \cdot t_{2v}}{8 \cdot y_{\max}} \quad (5.22)$$

$$T_{\min s} = \frac{33,87 \cdot 9,81 \cdot 2,35}{8 \cdot 0,01}$$

$$T_{\min s} = 9802 \text{ N} \leq T_3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE!}$$

5.6. Přepočet tahů

$$T_0 = F_0 = 18000 \text{ N}$$

$$T_1 = T_0 + 71 = 18071 \text{ N}$$

$$T_2 = T_0 + 150 = 18150 \text{ N}$$

$$T_3 = T_0 - 8157 = 9843 \text{ N}$$

$$T_4 = T_0 - 8104 = 9896 \text{ N}$$

$$T_5 = T_0 - 7926 = 10074 \text{ N}$$

$$T_6 = T_0 - 7868 = 10132 \text{ N}$$

$$T_7 = T_0 - 7475 = 10525 \text{ N}$$

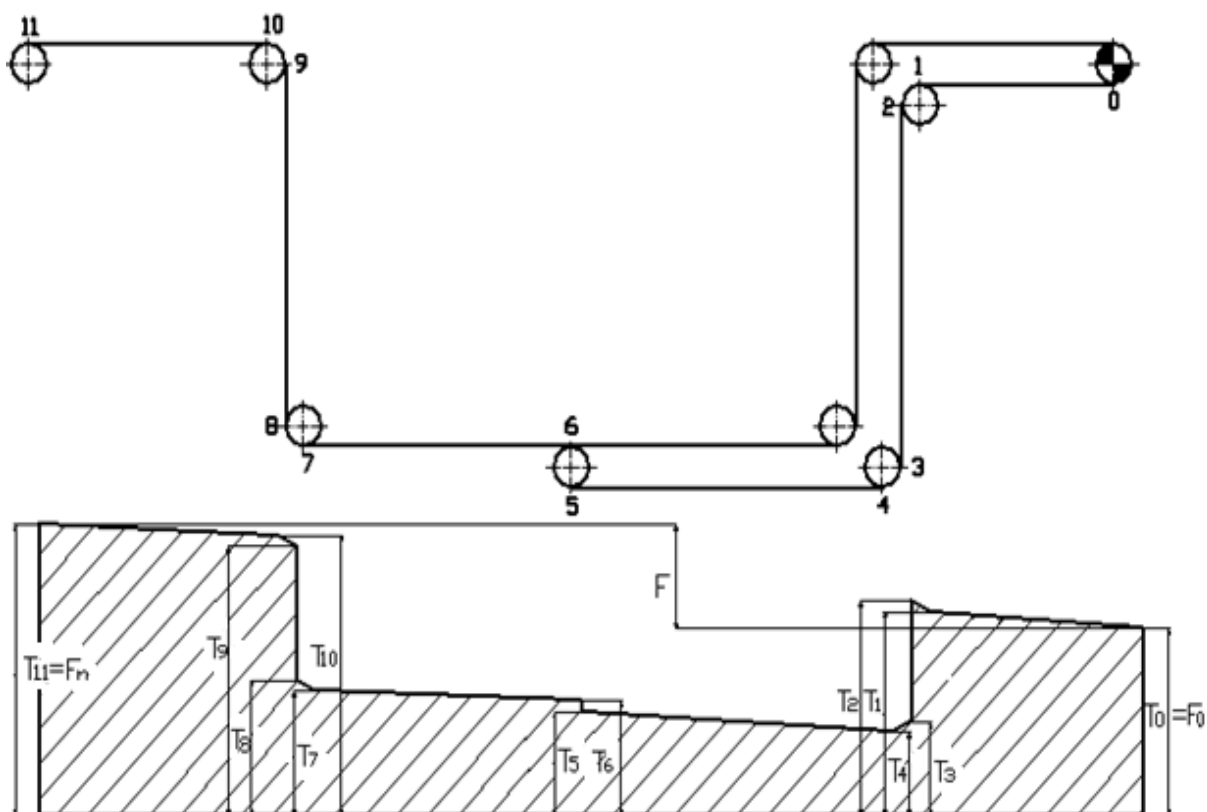
$$T_8 = T_0 - 7420 = 10580 \text{ N}$$

$$T_9 = T_0 + 9686 = 27686 \text{ N}$$

$$T_{10} = T_0 + 9799 = 27799 \text{ N}$$

$$T_{11} = T_0 + 9956 = 27956 \text{ N}$$

5.7. Grafické znázornění tahů v pásu dopravníku



Obr. 5.2 – Grafické znázornění tahu v pásu dopravníku

6. Napínání pásového dopravníku

U tohoto typu svislého pásového dopravníku je nejvhodnější umístit napínací zařízení na vratné stanici.

6.1. Volba napínacího zařízení

Způsobů napínání dopravního pásu je mnoho. Nejméně náročná a nejlevnější metoda je napínání šroubem.



Obr. 6.1 – Napínání pomocí šroubu, [21]

6.1.1. Návrh velikosti napínacího šroubu

Výpočet minimálního průměru napínacího šroubu:

$$\frac{R_e}{k_{s\check{s}}} \geq \frac{\frac{F_z}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (6.1)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{s\check{s}} \cdot F_z}{R_e \cdot \pi}}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot 20206}{640 \cdot \pi}}$$

$$d_3 = 8,966 \text{ mm} \Rightarrow \text{Zvolen závit } M12, \quad [6]$$

Zvolen materiál šroubu 8.8, [5]

Mez kluzu $R_e = 640 \text{ MPa}$, [5]

$k_{s\check{s}}$ – bezpečnost šroubu, zvoleno $k_{s\check{s}} = 4$, [5]

6.1.2. Potřebný zdvih napínacího zařízení

Velikost celkové zatěžovací plochy:

$$U = \sum \frac{T_{i-1} + T_i}{2} \cdot L_i \quad (6.2)$$

$$U = \frac{T_0 + T_1}{2} \cdot L_1 + \frac{T_1 + T_{1'}}{2} \cdot L_2 + \frac{T_{1'} + T_2}{2} \cdot L_3 + \frac{T_2 + T_{2'}}{2} \cdot L_4 + \frac{T_{2'} + T_3}{2} \cdot L_5 + \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot L_6 + \frac{T_4 + T_5}{2} \cdot L_7 + \\ + \frac{T_5 + T_{5'}}{2} \cdot L_8 + \frac{T_{5'} + T_6}{2} \cdot L_9 + \frac{T_6 + T_{6'}}{2} \cdot L_{10} + \frac{T_{6'} + T_7}{2} \cdot L_{11}$$

$$U = \frac{18000 + 18071}{2} \cdot 10 + \frac{18071 + 18150}{2} \cdot 0,314 + \frac{18150 + 9843}{2} \cdot 25 + \frac{9843 + 9896}{2} \cdot 0,314 + \\ + \frac{9896 + 10074}{2} \cdot 25 + \frac{10074 + 10128}{2} \cdot 0,628 + \frac{10128 + 10521}{2} \cdot 25 + \frac{10521 + 10576}{2} \cdot 0,314 + \\ + \frac{10576 + 27682}{2} \cdot 25 + \frac{27682 + 27795}{2} \cdot 0,314 + \frac{27795 + 27952}{2} \cdot 10$$

$$U = 1836545 \text{ N.m}$$

Velikost klidové zatěžovací plochy:

$$U_k = L \cdot F_z \quad (6.3)$$

$$U_k = 35 \cdot 20206$$

$$U_k = 707210 \text{ N.m}$$

Zdvih napínacího zařízení pro eliminování pružného prodloužení pásu:

$$\Delta s_D = \frac{U - U_k}{2 \cdot E \cdot B} \quad (6.4)$$

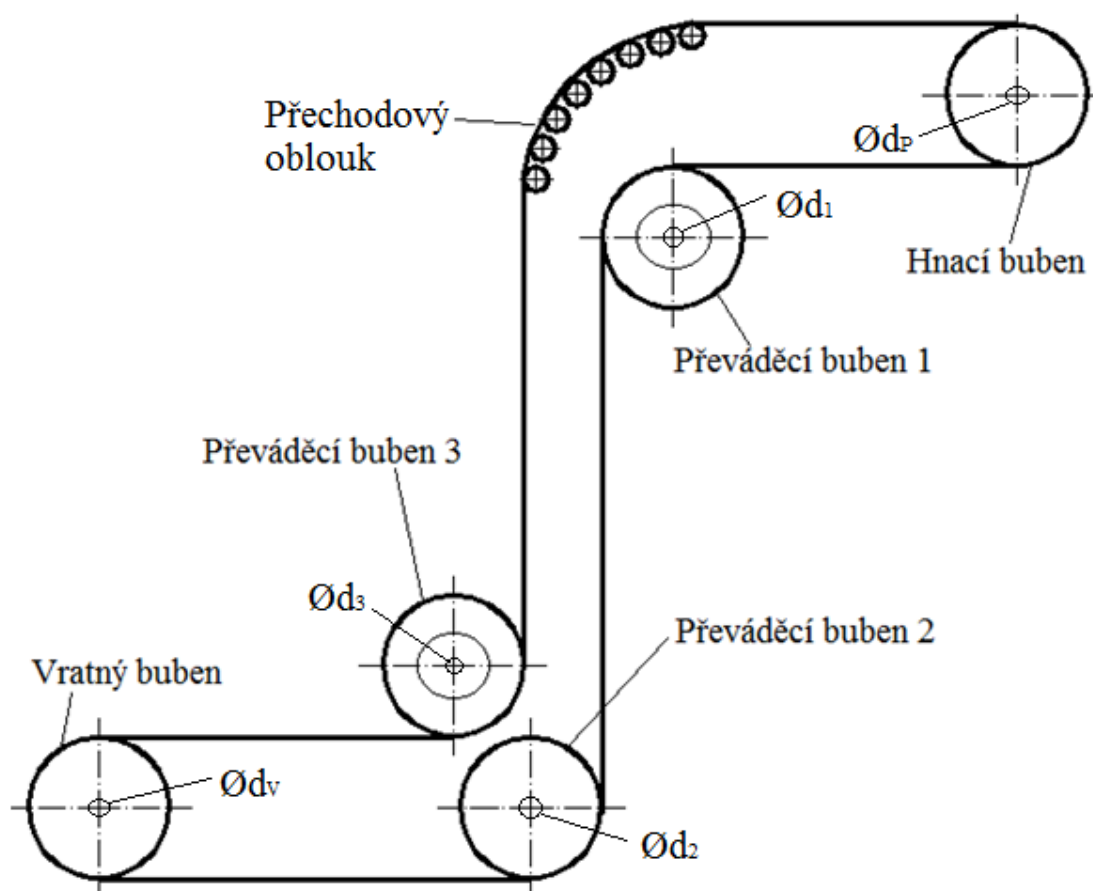
$$\Delta s_D = \frac{1836545 - 707210}{2 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 0,8}$$

$$\Delta s_D = 0,177 \text{ m}$$

E – modul pružnosti dopravního pásu, $E = 4 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-1}$

Při instalování nových dopravních pásů se počítá s prodloužením dopravního pásu o 2 % jeho délky. V případě kdy zdvih napínacího zařízení už není dostačující, tak se tento pás zkrátí.

7. Minimální průměry hřídelů všech bubnů dopravníku



Obr. 7.1 – Schéma všech bubnů dopravníku

Zvolen materiál hřídelů 11 600

Dovolené napětí $\tau_D \in (105 \div 145)$, zvoleno $\tau_D = 125$ MPa, [6]

7.1. Průměr hřídele hnacího bubnu:

Kroutící moment na hnací hřídeli:

$$Mk_p = F \cdot \frac{D_B}{2} \quad (7.1)$$

$$Mk_p = 9956 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk_p = 1990400 \text{ N.mm}$$

Výpočet minimálního průměru:

$$\tau_D \geq \frac{Mk_p}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \Rightarrow d_p' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.2)$$

$$d_p' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1990400}{\pi \cdot 125}}$$

$$d_p' \geq 43,9 \text{ mm}$$

Zvolen průměr hnacího hřídele $d_p = 60 \text{ mm}$

7.2. Průměr hřídele převáděcího bubnu 1:

Kroutící moment na převáděcím bubnu 1:

$$Mk_1 = F_{T1} \cdot \frac{D_B}{2} \quad (7.3)$$

$$Mk_1 = 25612 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk_1 = 5122400 \text{ N.mm}$$

Minimální průměr:

$$d_1' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.4)$$

$$d_1' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5122400}{\pi \cdot 125}}$$

$$d_1' \geq 59,3 \text{ mm}$$

Zvolen průměr hřídele převáděcího bubnu 1 $d_1 = 60 \text{ mm}$

7.3. Průměr hřídele převáděcího bubnu 2:

Kroutící moment na převáděcím bubnu 2:

$$Mk_2 = F_{T2} \cdot \frac{D_B}{2} \quad (7.5)$$

$$Mk_2 = 13958 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk_2 = 2791600 \text{ N.mm}$$

Minimální průměr:

$$d_2' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.6)$$

$$d_2' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2791600}{\pi \cdot 125}}$$

$$d_2' \geq 48,5 \text{ mm}$$

Zvolen průměr hřídele převáděcího bubnu 2 $d_2 = 60 \text{ mm}$

7.4. Průměr hřídele vratného bubnu:

Kroutící moment na vratném bubnu:

$$Mk_v = F_z \cdot \frac{D_B}{2} \quad (7.7)$$

$$Mk_v = 20202 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk_v = 4040400 \text{ N.mm}$$

Minimální průměr:

$$d_v' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.8)$$

$$d_v' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4040400}{\pi \cdot 125}}$$

$$d_v' \geq 54,8 \text{ mm}$$

Zvolen průměr hřídele vratného bubnu $d_v = 60 \text{ mm}$

7.5. Průměr hřídele převáděcího bubnu 3:

Kroutící moment na převáděcím bubnu 3:

$$Mk_3 = F_{T4} \cdot \frac{D_B}{2} \quad (7.9)$$

$$Mk_3 = 14918 \cdot \frac{400}{2}$$

$$Mk_3 = 2983600 \text{ N.mm}$$

Minimální průměr:

$$d_3' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M k_3}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.10)$$

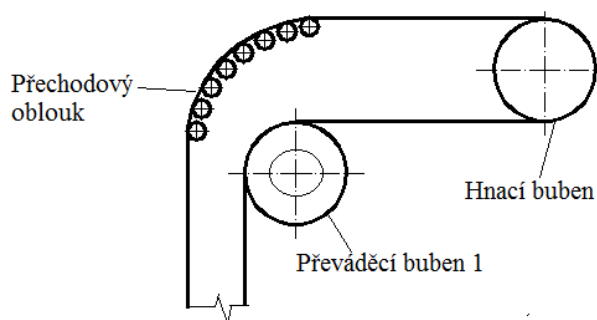
$$d_3' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2983600}{\pi \cdot 125}}$$

$$d_3' \geq 49,5 \text{ mm}$$

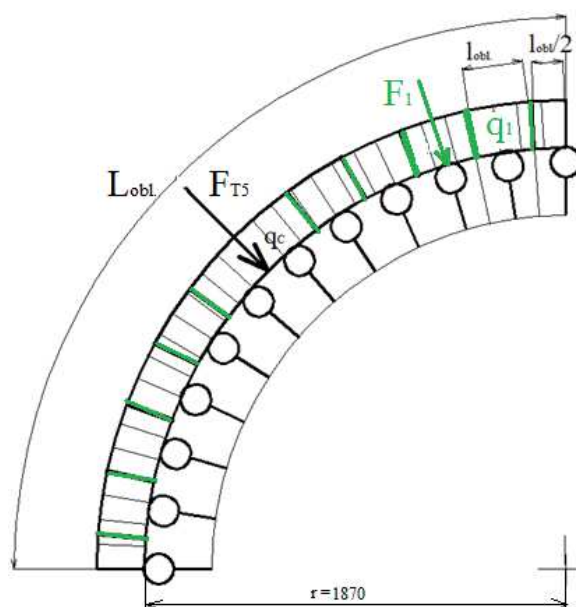
Zvolen průměr hřídele převáděcího bubnu 3 $d_3 = 60 \text{ mm}$

8. Návrh přechodového oblouku

Přechodový oblouk se navrhuje v místech, kde vycházejí příliš velké tahy v dopravním pásu. V tomto případě to je v místě tahu T_9 a T_{10} . Oblouk se skládá z horních válečkových stolic s menší vzájemnou roztečí.



Obr. 8.1 – Přechodový oblouk



Obr. 8.2 – Zatížení válečku oblouku

Výpočet délky oblouku:

$$L_{obl.} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot r}{4} \quad (8.1)$$

$$L_{obl.} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 1,87^2}{4}$$

$$L_{obl.} = 2,94 \text{ m}$$

Výpočet zatížení celého oblouku:

Oblouk je zatížen spojitým zatížením, které vzniká od dopravovaného materiálu.

$$q_C = \frac{F_{T5}}{L_{obl.}} \quad (8.2)$$

$$q_C = \frac{39233}{2,94}$$

$$q_C = 13345 \text{ N / m}$$

Výpočet délky oblouku mezi válečky:

x – počet válečků v oblouku, x = 11

$$l_{obl.} = \frac{L_{obl.}}{x} \quad (8.3)$$

$$l_{obl.} = \frac{2,94}{11}$$

$$l_{obl.} = 0,27 \text{ m}$$

Výpočet spojitého zatížení působící na jeden váleček:

$$q_1 = \frac{q_C}{x} \quad (8.4)$$

$$q_1 = \frac{13345}{11}$$

$$q_1 = 1213 \text{ N / m}$$

Výpočet síly působící na jeden váleček:

$$F_1 = q_1 \cdot l_{obl} \quad (8.5)$$

$$F_1 = 1213 \cdot 0,27$$

$$F_1 = 328 \text{ N}$$

Kontrola ložisek válečku:

Při kontrole životnosti ložiska válečku je počítáno silou F_1 . Součástí válečku jsou dvě kuličková ložiska 6305 ČSN 02 4630. Při výpočtu životnosti jednoho ložiska se počítá s poloviční silou F_1 .

$$n_v = \frac{v}{\pi \cdot D_v} \quad (8.6)$$

$$n_v = \frac{1,12}{\pi \cdot 0,133}$$

$$n_v = 162 \text{ min}^{-1}$$

Životnost ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C \cdot 2}{F_1} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} \quad (8.7)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{15600 \cdot 2}{328} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 162}$$

$$L_{10h} = 88547435 \text{ hod}$$

C – základní dynamická únosnost, $C = 15\,600 \text{ N}$, [6]

p – exponent Wöhlerovy křivky, $p = 3$ pro ložiska s bodovým stykem, [5]

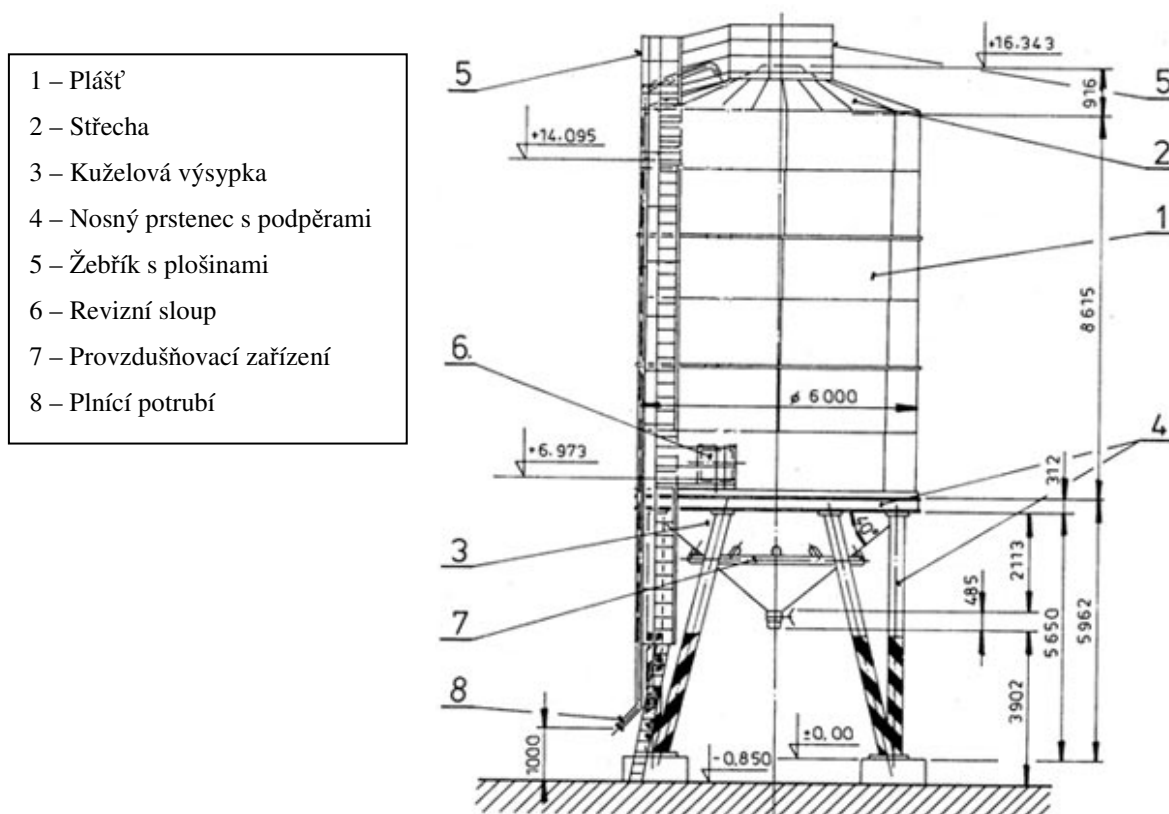
n_v – otáčky válečku

Navržený oblouk a počet válečku v tomto oblouku je vyhovující. Životnost ložisek válečku je dostačující.

9. Volba zásobníku a jeho uzávěru

9.1. Zásobník

Byl zvolen zásobník pro sypké hmoty firmy Morkus Morava.



Obr. 9.1 – Zásobník pro sypké hmoty, [13]

Název	Rozměr	Jednotka
Průměr	6	[m]
Užitný objem	260	[m ³]
Max. kapacita	416	[t]
Hmotnost zásobníku	18	[t]

Tab. 9.1 – Parametry zásobníku, [13]

Minimální průměr výpustného otvoru:

$$d_{o\min} = \frac{4 \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s} \cdot k_C + a_{\max} \quad (9.1)$$

$$d_{o\min} = \frac{4 \cdot 735,75 \cdot (1 + \sin 37)}{19620} \cdot 1,5 + 0,03$$

$$d_{o\min} = 0,39 \text{ m}$$

k_C – koeficient provozní bezpečnosti, zvolen $k_C = 1,5$, [4]

φ – úhel vnitřního tření materiálu, $\varphi = 37^\circ$, [4]

γ_s – sypná tíha materiálu

$$\gamma_s = \rho_s \cdot g \quad (9.2)$$

$$\gamma_s = 2000 \cdot 9,81$$

$$\gamma_s = 19620 \text{ N.m}^{-3}$$

τ_o – počáteční soudržné napětí

$$\tau_o = \frac{\gamma_s \cdot h_o}{4} \quad (9.3)$$

$$\tau_o = \frac{19620 \cdot 0,15}{4}$$

$$\tau_o = 735,75 \text{ Pa}$$

h_o – charakteristická výška materiálu, $h_o = 0,15 \text{ m}$, [4]

U navrženého zásobníku je kruhový výpustný otvor, který má průměr 400 mm, což vyhovuje vypočtenému minimálnímu průměru.

9.2. Uzávěr

U svislého pásového dopravníku typu Flexowell je nutno zajistit přesné dávkování z důvodu aby nedocházelo při přechodu do svislé části dopravníku přesypávání materiálu přes příčné přepážky. Dávkování materiálu může být zajištěno různými druhy podavačů.

Objemový dopravní výkon:

$$Q_v = \left(\frac{V}{c_w} \right) \cdot v \cdot k \varphi \quad (4.14)$$

$$Q_v = \left(\frac{3,99 \cdot 10^{-3}}{0,2} \right) \cdot 1,2 \cdot 0,9$$

$$Q_v = 2,15 \cdot 10^{-2} \left[m^3 / s \right] = 77,4 \, m^3 / h$$

Volba podavače:

Zvolen rotační podavač NW 400 od firmy Filtr Zeos, [12].

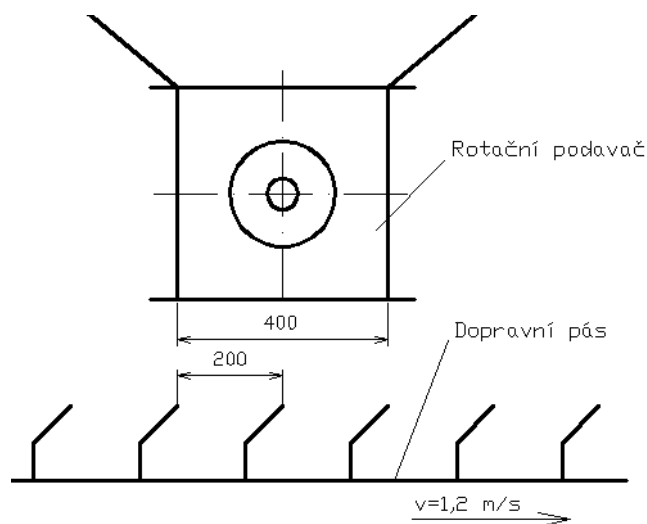


Obr. 9.2 – Rotační podavač NW 400, [12]

- Výhody: - Možnost volby pohonu
- minimální údržba
 - kontrola chodu snímačem otáčení
 - ložiska mimo prostor s prachem

Název	Rozměr	Jednotka
Dopravní výkon	76,91	[m ³ /hod]
Otáčky	34	[ot./min]
Dopravní objem	37,7	[litr/ot]
Příkon motoru	2,2	[kW]
Hmotnost	240	[kg]

Tab. 9.2 – Parametry rotačního podavače NW 400, [12]



Obr. 9.3 – Skutečné dopravované množství jednou přepážkou

Počet otáček rotačního podavače $n = 34 \text{ ot./min} = 0,57 \text{ ot./s}$

Rychlost dopravního pásu $v = 1,2 \text{ m/s}$

Rozteč příčných přepážek $c_w = 0,2 \text{ m}$

Dopravní objem podavače $V_{Dop} = 37,7 \text{ dm}^3/\text{ot.}$

Dráha pásu, kterou urazí za 1 sekundu je 1,2 metrů. Na této délce pásu se nachází 6 přepážek.

Dopravní výkon podavače za 1 sekundu:

$$V_{p1} = V_{Dop} \cdot n \quad (9.4)$$

$$V_{p1} = 37,7 \cdot 0,57$$

$$V_{p1} = 21,49 \text{ dm}^3$$

Za jednu sekundu dopraví rotační podavač $21,49 \text{ dm}^3$ sypkého materiálu.

Skutečné dopravované množství jednou přepážkou:

$$V_{př1} = \frac{V_{p1}}{6} \quad (9.5)$$

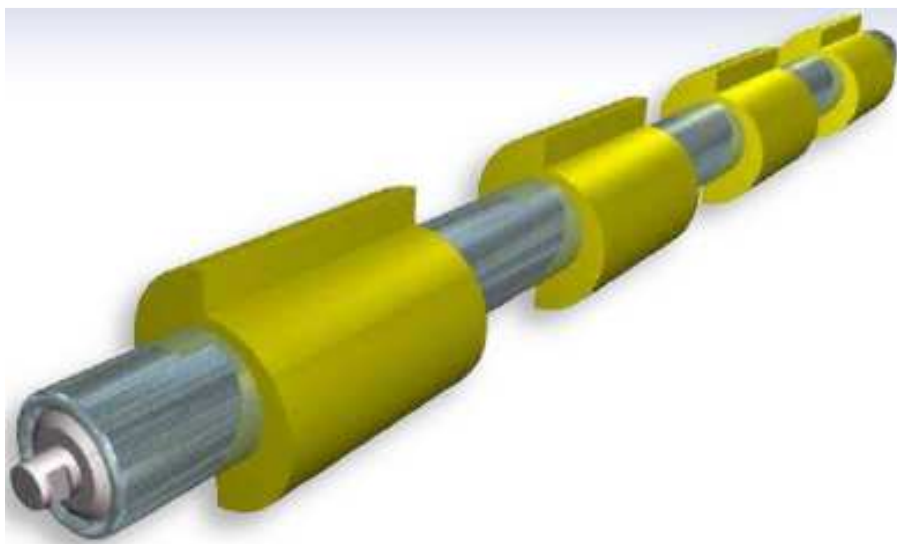
$$V_{př1} = \frac{21,49}{6}$$

$$V_{př1} = 3,58 \text{ dm}^3$$

Skutečný objem dopravovaného materiálu připadající na jednu přepážku je menší než vypočtený maximální objem přepážky (kap. 3.2.1.) což je vyhovující z důvodu, aby nedocházelo k přesypávání materiálu přes okraj přepážky ve svislé části dopravníku. Zvolený typ rotačního podavače je vyhovující.

10. Volba čističe dopravního pásu

U dopravního pásu s příčnými přepážkami a bočními vlnovci není možno použít klasických čističů pásu. Z tohoto důvodu byl zvolen vibrační čistič PU 3508 firmy Vendig AB.



Obr. 10.1 – Čistič pásu PU 3508, [14]

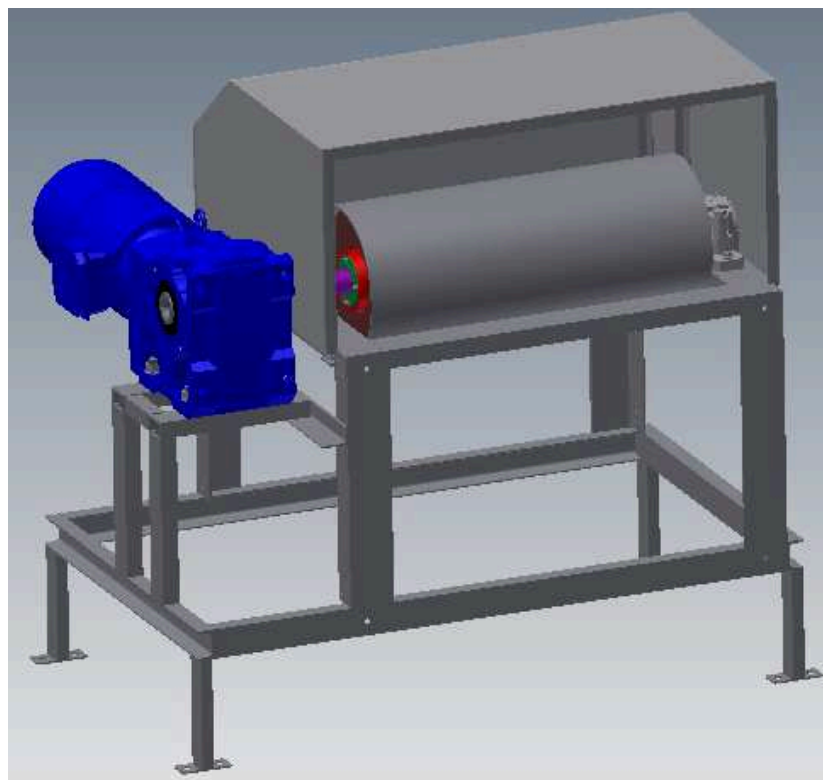
11. Závěr

Diplomová práce se zabývala návrhem svislého pásového dopravníku typu Flexowell, sloužící k dopravě suchého říčního písku sypné hmotnosti $2000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$. Požadovaným řešením byl konstrukční návrh svislého pásového dopravníku. Při návrhu byla dodržena zadaná horizontální vzdálenost 35 [m] a vertikální vzdálenost 25 [m] koncových bubnů. Dopravní pás o šířce $0,8 \text{ [m]}$ se pohybuje rychlostí $1,2 \text{ [m/s]}$.

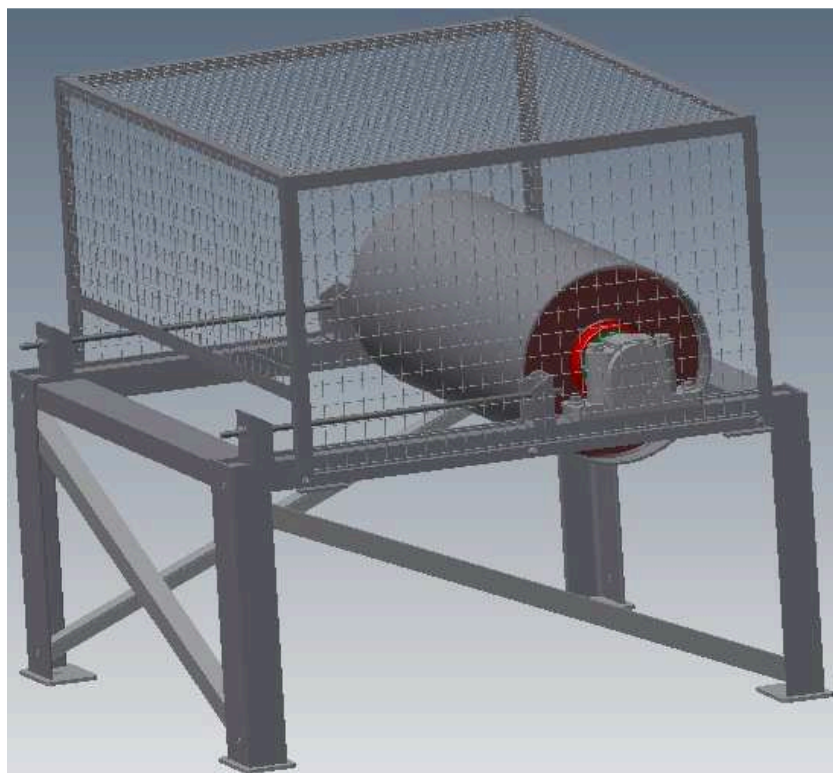
V úvodní části byla zpracována rešerše, která se týkala dopravních pásů s příčnými přepážkami pro dopravu sypkých materiálů. Na tuto teoretickou část navazovala výpočtová část. V této výpočtové části byl nejprve určen dopravní výkon svislého pásového dopravníku, dále byl proveden výpočet potřebných parametrů podle normy ČSN ISO 5048. Tyto vypočtené parametry hrály zásadní roli při volbě jednotlivých komponentů svislého pásového dopravníku. V další části byly vypočteny tahové síly v každém úseku dopravního pásu pomocí graficko-početní metody a výsledky těchto sil byly zakresleny do příslušného grafu. Pro zajištění přenosu síly třením byl v další části navržen vhodný způsob napínání. Dále byly provedeny potřebné technologické výpočty. V poslední části této práce byl navržen zásobník, ze kterého je říční písek dopravován do výrobní haly. Součástí tohoto zásobníku byl navržen rotační podavač, který zajišťuje přesné dávkování materiálu na svislý pásový dopravník.

Zmíněný konstrukční návrh svislého pásového dopravníku typu Flexowell je doložen výkresovou dokumentací v přílohách diplomové práce.

Závěrem bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. L. Hrabovskému, Ph.D. za jeho odborné rady při řešení diplomové práce.



Obr. 11.1 – 3D model poháněcí stanice



Obr. 11.2 – 3D model vratné stanice

12. Seznam použité literatury

Knižní publikace:

- [1] Hrabovský, L.: Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, str. 110, ISBN 80-248-0524-3.
- [2] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001, str. 104, ISBN 80-248-0043-8
- [3] Polák, J., Hrabovský, L., Bailotti, K., Pavliska, J.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005, str. 104, ISBN 80-248-0043-8
- [4] Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. ES VŠB – TU Ostrava, 1992. ISBN 80-7078-107-6
- [5] Kaláb, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. ES VŠB-TU Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-1290-8
- [6] Leinveber, J., Vávra, P. Strojnické tabulky. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003

Normy:

- [7] Norma ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. ČNI, březen 1994.
- [8] Norma ČSN 26 3102 Pásové dopravníky. Zásady výpočtu. 14.7.1988.

Internetové zdroje:

- [9] www.stomil.cz
- [10] www.phoenix-conveyorbelts.com
- [11] www.bluetech.cz

- [12] www.filtrzeos.cz

- [13] www.morkus-morava.cz

- [14] www.vendig.se

- [15] www.transroll.cz

- [16] www.bizrice.com

- [17] www.bistaterubber.com

- [18] www.gumex.cz

- [19] www2.nord.com

- [20] www.skf.com

- [21] www.amgpicha.cz

13. Seznam příloh

Příloha A: Rotační podavač NW400, Katalogový list

Příloha B: Čistič dopravního pásu PU 3508, Katalogový list

Výkresová dokumentace:

KOZ380-1 Svislý pásový dopravník (sestavný výkres)

KOZ380-2 Poháněcí stanice (sestavný výkres)

KOZ380-3 Vratná stanice (sestavný výkres)

KOZ380-4 Hnací hřídel (výrobní výkres)